



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A BIOMECHANIKY

INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND BIOMECHANICS

PEVNOSTNÍ NÁVRH OSTRUHY LETADLA

STRENGTH DESIGN OF THE AIRCRAFT SPUR

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Martin Profota

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. RNDr. Ing. Jan Vrbka, DrSc., dr. h. c.

BRNO 2017

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky
Student: **Bc. Martin Profota**
Studijní program: Aplikované vědy v inženýrství
Studijní obor: Inženýrská mechanika a biomechanika
Vedoucí práce: **prof. RNDr. Ing. Jan Vrbka, DrSc., dr. h. c.**
Akademický rok: 2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Pevnostní návrh ostruhy letadla

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Výpočtová, deformační a napěťová analýza rázově zatěžované ostruhy v kýlové části letounu pomocí metody konečných prvků (MKP) využitím programu ABAQUS v explicitní verzi, případně jiného vhodného programu pro posouzení schopností absorpce mechanické energie v závislosti na charakteristických parametrech ostruhy.

Cíle diplomové práce:

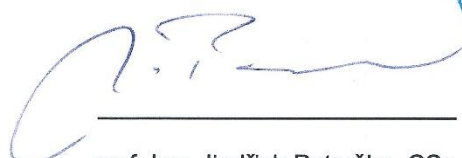

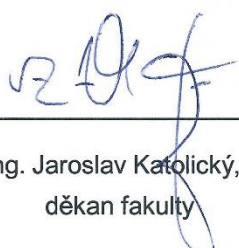
Návrh profilu ostruhy spodní části kýlu letadla s maximální schopností absorpce mechanické energie.

Seznam doporučené literatury:

BREPTA, R., PROKOPEC, M.: Šíření napěťových vln a rázy v tělesech. Academia, Praha, 1972
GOLDSMITH, W.: Impact. The theory and physical behaviour of colliding solids. London, 1960
COOK at all.: Concept and application of finite element analysis. Hamilton Printing Company, 2002
Firemní podklady společnosti LET Aircraft Industries

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17.

V Brně, dne 19. 10. 2016

		
_____ prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc. ředitel ústavu		_____ doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D. děkan fakulty

ABSTRAKT

Předkládaná diplomová práce se zabývá výpočtovou deformačně-napěťovou analýzou ostruhy letounu L410 NG s hlavním cílem nejprve ověřit stávající konstrukční variantu a následně navrhnout jiné konstrukční řešení se schopností absorbovat co největší množství deformační energie. Řešení problému je realizováno pomocí výpočtového modelování s využitím numerické simulace kvazistatického a rázového deformačního zatěžování ostruhy prostřednictvím explicitní formulace metody konečných prvků (MKP) v rámci programu ABAQUS v6.14.

Po seznámení s problémovou situací a řešenou soustavou je úvodní část věnována rešeršní studii různých konstrukcí ostruhy u jiných typů letounů. Následuje teoretický všeobecný základ k tenkostěnným konstrukcím a k jejich ztrátě deformační stability. Před samotnou stavbou výpočtového modelu je ještě více přiblížena explicitní forma metody konečných prvků. Závěr práce se zabývá vzájemným srovnáním nalezených nejvýhodnějších konstrukčních variant ostruhy a následným výběrem nejvhodnější z nich pro letoun L410 NG.

KLÍČOVÁ SLOVA

Deformačně-napěťová analýza, explicitní MKP, ostruha, ABAQUS, letoun L410 NG, tailstrike, numerická simulace, buckling, vzlet, přistání.

ABSTRACT

This master thesis deals with computational stress-strain analysis of the tailskid of airplane L410 NG with main focus firstly the check current design of the tailskid and then the design another design solution with the able to absorb as much as possible the deformation energy. Solution of this problem is performed using computational modeling utilizing numerical simulation of quasi-static and crash deformation load of the tailskid with using explicit Finite Element Method (FEM) in program ABAQUS v6.14.

After the introduction with problem situation and tailskid assembly introductory part is devoted to the research study of various designs of the tailskid for different types of airplanes. There follows these theoretical general principles of thin-walled structures and buckling of them. Before the creating of the computational model itself, the explicit form of the Finite Element Method is better described. The conclusion of this thesis deals with the mutual comparison of the most advantageous design variants of the tailskid and the selection of the most suitable one of them for the airplane L410 NG.

KEY WORDS

Stress-strain analysis, explicit FEM, tailskid, ABAQUS, airplane L410 NG, tailstrike, numerical simulation, buckling, take off, landing.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PROFOTA, M. *Pevnostní návrh ostruhy letadla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 139 s. Vedoucí diplomové práce prof. RNDr. Ing. Jan Vrbka, DrSc., dr. h. c..

PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma „Pevnostní návrh ostruhy letadla“ vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

V Brně dne 26. května 2017

.....
Bc. Martin Profota

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych chtěl tímto poděkovat všem, kteří mi byli v rámci vypracování této diplomové práce nápomocni. Zvláštní poděkování patří panu prof. RNDr. Ing. Janu Vrbkovi, DrSc., dr. h. c. a panu prof. Ing. Jindřichu Petruškovi, CSc., za cenné připomínky, rady, vstřícný osobní přístup a odborné vedení této diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Ondřeji Maradovi ze společnosti IDIADA CZ, a. s. za jeho ochotu a odbornou pomoc při práci s příslušnými CAE programy. Také bych rád poděkoval doc. Ing. Tomáši Návratovi, Ph.D. za zajištění školní výpočetní techniky pro potřebné numerické výpočty v rámci této práce. Taktéž děkuji Ing. Martinu Daňkovi a celému kolektivu výpočtářů ze společnosti Aircraft Industries, a. s. za poskytnutí všeho potřebného ke tvorbě této diplomové práce a také za možnost získání praktických zkušeností již během studia. A v neposlední řadě bych chtěl tímto poděkovat také své rodině za neustálou podporu a trpělivost po celou dobu mého studia.

OBSAH

ÚVOD	13
1. PROBLÉMOVÁ SITUACE	14
2. PŘÍČINY PROBLÉMOVÉ SITUACE.....	15
2.1. Vzlet letounu	15
2.2. Přistání letounu	17
3. FORMULACE PROBLÉMU	18
3.1. Typ problému	19
4. FORMULACE CÍLŮ.....	19
5. POPIS ŘEŠENÉ SOUSTAVY	20
5.1. Systém podstatných veličin.....	20
5.2. Výběr metody řešení	23
5.3. Použité prostředky.....	23
6. LETOUN L410 NG.....	24
6.1. Základní rozdělení letadel a letounů	24
6.2. Stručná charakteristika letounu L410 NG.....	25
7. PODVOZEK A OSTRUHY LETOUNŮ.....	27
7.1. Koncepce podvozku letounu	27
7.2. Typická konstrukční řešení ostruhy	29
7.2.1. Ostruha typu tailwheel	29
7.2.2. Ostruha typu tailskid	31
8. TENKOSTĚNNÉ KONSTRUKCE	34
8.1. Předpoklady tenkostěnných těles	34
8.2. Jednotlivé typy napjatostí u tenkostěnných těles	35
8.3. Předpoklady pro lineární řešení tenkostěnných těles	38
8.4. Ztráta stability tenkostěnných konstrukcí	39
9. MKP	43
9.1. Podstata MKP	44
9.2. Nelineární úlohy mechaniky v MKP.....	46
9.2.1. Geometrická nelinearita	47
9.2.2. Materiálová nelinearita.....	47
9.2.3. Kontakt.....	48
9.2.4. Řešení ztráty stability tenkostěnných konstrukcí	50
9.3. MKP v dynamice	51

9.3.1.	Implicitní formulace MKP	51
9.3.2.	Explicitní formulace MKP	52
9.3.3.	Volba časového kroku	55
9.3.4.	Mass scaling	57
9.3.5.	Numerická integrace prvků	57
9.3.6.	Hourglassing.....	59
9.3.7.	Zaokrouhlovací chyby	60
9.3.8.	Doporučené typy úloh pro explicitní formulaci MKP	60
10.	VÝPOČTOVÉ MODELOVÁNÍ.....	61
10.1.	Vybrané typy analýz.....	64
10.2.	Model geometrie.....	65
10.3.	Model materiálu	68
10.4.	Diskretizace.....	73
10.5.	Model okrajových a počátečních podmínek.....	78
10.6.	Model kontaktu.....	81
10.7.	Nastavení řešiče.....	84
10.8.	Použité konzistentní jednotky	85
11.	STÁVAJÍCÍ KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ OSTRUHY	86
11.1.	Právní letecký předpis AP23	86
11.2.	Maximální přípustná hodnota celkové reakční síly	87
11.3.	Kvazistatická analýza stávající konstrukční varianty	88
12.	ANALÝZA GEOMETRICKÝCH A MATERIÁLOVÝCH ÚPRAV	90
12.1.	Výběr materiálu.....	90
12.2.	Výběr tloušťky plechu	92
12.3.	Výběr vhodné úpravy geometrie	97
12.4.	Vybrané konstrukční varianty ostruhy	107
12.5.	Kontrola pomocí crash analýzy	110
13.	ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ	113
14.	OVĚŘENÍ VÝPOČTU.....	115
14.1.	Analýza vlivu změny délky času simulace.....	115
14.2.	Analýza vlivu změny počtu integračních bodů	118
14.3.	Srovnání numerického výpočtu s reálným experimentem	122
15.	DOPORUČENÍ PRO DALŠÍ PRÁCI	125
	ZÁVĚR.....	126
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....	127
	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	130

SEZNAM OBRÁZKŮ	131
SEZNAM TABULEK.....	134
SEZNAM POUŽITÉHO SOFTWARE	134
SEZNAM PŘÍLOH.....	134
PŘÍLOHY	135

ÚVOD

Stále větší oblast civilní dopravy zaujímá doprava letecká. Neustále se rozšiřující letecký provoz zahrnuje necelých 10 miliónů lidí, kteří denně cestují vzduchem. Většina z nich považuje létání a s tím spojenou rychlost, pohodlí a komfort za samozřejmost. Jediné jejich starosti pak představují otázky, zda odletí včas, zda bude let pohodlný a zdali bezpečně dorazí do svého cíle. V současnosti je letecká doprava velmi vyspělým odvětvím průmyslu a očekávání pasažérů jsou tudíž v dnešní době podstatně vyšší. Tomu také přejí fakt, že letecká doprava patří mezi nejbezpečnější druhy dopravy na světě. Přitom paradoxně jednou z nejrozšířenějších fobií u lidí je tzv. aviafobie neboli strach z létání. Avšak příčinou této fobie je mnohdy jen neinformovanost. Kdy naopak těmto lidem zkrátka chybí nebo mají nedostatečné všeobecné vzdělání o civilní letecké dopravě. Mnohdy pomůže pochopení jak letecká doprava a samotné letadlo funguje.

Na správné kontrole a řízení letadla se nepodílejí jen piloti v kabině, ale také celý palubní a provozní personál, pozemní obsluha letadla, technici a v neposlední řadě také řídící letového provozu tzv. letoví dispečerů. Nejsledovanějšími a bezpochyby určitě nejdůležitějšími částmi letu, a to nejen pro každého z tohoto širokého týmu lidí, ale také pro cestující uvnitř, jsou správný vzlet a bezpečné přistání letadla na vzletovou a přistávací dráhu. A právě pokud se něco nepovede, ať už se bude jednat vyloženě o chybu pilota, anebo o špatně vypočtené dodané údaje od členů z letové řídící věže, může při vzletu nebo při přistání dojít k velmi nebezpečné situaci, která se označuje anglickým termínem tailstrike. Jedná se o dotek, ať už úder nebo škrtnutí, spodní části zadního trupu letounu o vzletovou a přistávací dráhu.

Některé typy letounů s tříbodovým podvozkem neboli s podvozkem s předovým kolem mají na spodní části zadního trupu ostruhu určenou právě na ochranu zadní části trupu letounu při kontaktu se zemí. Pokud daná situace nastane, ostruha se může z části poškodit nebo se i celá zdeformovat, ale spodní část zadního trupu musí zůstat netknutá. A právě pevnostní návrh ostruhy letadla je tématem mé diplomové práce. Práce se tedy zaměřuje na deformačně-napěťovou analýzu ostruhy letounu L410 NG společnosti LET Aircraft Industries s konkrétním cílem určit tuhost, průběh deformace a schopnost pohlcení energie stávajícího konstrukčního řešení pomocí nelineárního výpočtu metodou konečných prvků. Případně navrhnout zlepšení stávající konstrukční varianty tak, aby ostruha byla schopná absorbovat předepsanou hodnotu energie dle právního leteckého předpisu AP23.

Pro zjednodušení a ušetření výpočtového času obsahuje model geometrie výpočtového modelování pouze geometrii ostruhy, spodního kýlu letounu a impaktor. V rámci numerických řešení byla provedena kvazistatická analýza, tedy pomalé kvazistatické zatěžování, ale i rychlá dynamická úloha v podobě crash analýzy. Z důvodu nelineárního výpočtu, krátkého času simulace a především velkých deformací byl použit explicitní přístup metody konečných prvků. Jako řešič, z důvodu dostupnosti, byla zvolena explicitní verze programu ABAQUS. Závěrem této práce bude podle podstatných parametrů provedeno srovnání výsledných konstrukčních variant ostruhy, které vznikly nejvýhodnější kombinací materiálu a geometrických úprav v podobě změny tloušťky plechu a tvorby prolisů.

1. PROBLÉMOVÁ SITUACE

Problémovou a v letectví velmi nebezpečnou situaci představuje tailstrike. Tento anglický výraz by se dal přeložit jako „úder ocasu“ letounu o vzletovou a přistávací dráhu. Pojem vzletová a přistávací dráha neboli anglicky runway bude nadále označován pod zkratkou VPD. Tailstrike může nastat pouze u letounů s třibodovým podvozkem neboli přesněji s podvozkem s předovým kolem. Nejvíce však hrozí u letounů s prodlouženou částí trupu. Mezi ně patří letoun typu Boeing B737 v prodloužených verzích 400, 800 a 900, dále prodloužené verze Boeingu B757, B767, B777 a B787, ale i Airbusu A340, a také například letouny McDonnell Douglas řady MD. Daný jev však můžeme vidět jen u jediných dvou fází letu, a to je vzlet a přistání letounu na VPD. Příčinu této nežádoucí situace představuje lidský faktor, ať už se jedná vyloženě o chybu pilotů v kabině nebo o chybu lidí z letového provozu na letové řídicí věži. Rozhodnutí pilotů nebo výpočty důležitých veličin potřebných pro vzlet a přistání letounu od členů z letové řídicí věže mohou být taktéž velmi negativně ovlivněny environmentálními podmínkami okolního prostředí. Důsledkem tailstriku mohou být nenápadné podlouhlé škrábance na spodní části ocasu letounu, ale i úplné zničení zádi letounu, kdy je jeho zadní trup namáhán obrovským zatížením a absorbuje velké množství energie, pro kterou nebyl zkonstruován. Tailstrike může způsobit velké škody i po finanční stránce. Nejenže opravy takového typu poškození jsou velice časově a finančně náročné, ale i narušení harmonogramu či letového plánu právě ztrátou letounu po dobu jeho opravy se velmi negativně projeví u každé tímto způsobem postižené letecké společnosti a to hlavně po finanční stránce. Prevencí tohoto velmi nebezpečného a rizikového jevu je správná technika vzletu a přistání. Už zmíněná ostruha neboli anglicky tailskid pak chrání spodní část zadního trupu letounu právě v případě, kdy dojde k takovéto fatální chybě, která může být mnohdy i chybou poslední.



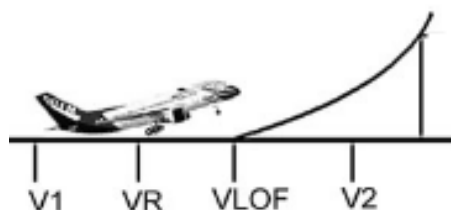
Obr. 1: Důsledky tailstriku – od malých škrábanců až po úplné zničení zádi letounu [1]

2. PŘÍČINY PROBLÉMOVÉ SITUACE

Jak už bylo uvedeno, problémová situace, kterou představuje tailstrike, může nastat pouze při vzletu anebo při přistání letounu. Nyní budou u jednotlivých více přiblížených fázi letu podrobněji popsány a vysvětleny příčiny tohoto nežádoucího jevu.

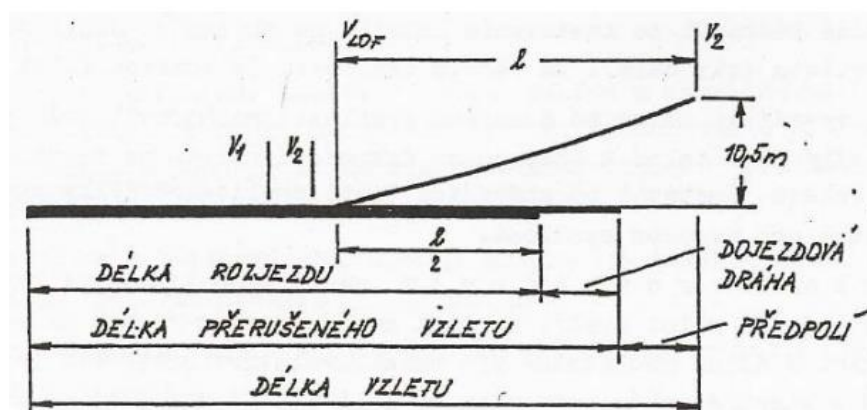
2.1. Vzlet letounu

Nejprve tedy vzlet letounu s anglickým označením také off. Aby mohl letoun vzlétnout, musí se za pomoci pohonných jednotek rozjet po VPD. Většinou jsou jimi pístové, turbovrtulové nebo proudové motory. Při dopředném pohybu letounu se totiž generuje tzv. relativní rychlost vzduchu proudícího proti směru pohybu letounu po VPD. Správně navržený tvar křídlového profilu poté umožní, že při jeho obtékání vzduchem, křídla postupně začnou vytvářet aerodynamickou sílu působící kolmo na směr pohybu letounu po VPD, tedy proti přitažlivosti Země. Ve chvíli, kdy bude celková vztlačková síla působící na křídla větší než celková gravitační síla působící na letoun, podvozek letounu se odlepí od dráhy a letoun se dostane do vzduchu. Avšak než se tak stane, musí letoun ještě při rozjezdu po VPD překonat celkem tři podstatné hodnoty rychlostí. První hodnotu rychlosti představuje rychlost s označením v_1 . Jedná se o tzv. rychlost rozhodnutí. Každý dopravní letoun je konstruován tak, aby byl schopný letět i při vysazení jednoho motoru při vzletu. Pokud tedy během vzletu vysadí jeden motor, má posádka logicky dvě možnosti. Jestliže pohyb letounu po VPD nepřekročil rychlost rozhodnutí v_1 , může posádka vzlet přerušit. Naopak pokud rychlost přesáhne hranici rychlosti v_1 , musí posádka ve vzletu pokračovat a dokončit jej. S jedním nefunkčním motorem pak může samozřejmě opět přistát na stejném nebo na nejbližším letišti. Rychlost rozhodnutí je zkrátka maximální rychlost, při které je ještě možné přerušit rozjezd, aniž by letoun přejel konec VPD s tím, že se bere v úvahu výskyt jakéhokoliv problému a to například v podobě vysazení jednoho motoru. Druhou rychlostí je tzv. rychlost rotace v_r . Při dosažení této rychlosti by měl teprve pilot začít přitahovat k sobě řídicí páky a tím zvětšovat podélný sklon letounu neboli tzv. úhel náběhu. Tím se pochopitelně zvedá předové kolo a letoun se staví na hlavní podvozek. Poté následuje třetí rychlost s označením v_{LOF} . Jedná se o tzv. rychlost odpoutání. Ta představuje minimální rychlost, při které by po dobře provedené rotaci mělo dojít ke vzletu neboli k odpoutání hlavního podvozku letounu od VPD. Poslední důležitou hodnotou rychlosti, která ještě stojí za zmínku, je tzv. počáteční bezpečná vzletová rychlost v_2 . Při této rychlosti se již letoun nachází ve vzduchu a jedná se o minimální rychlost, při které je možné bezpečně stoupat a to i s jedním nepracujícím motorem.



Obr. 2: V-rychlosti při vzletu [2]

Mezi uvedenými rychlostmi platí následující pravidlo: $v_1 < v_r < v_{LOF} < v_2$ a to musí být vždy dodrženo. U menších letounů typu Cessna nebo i L410 NG se může zdát, že se vše děje najednou a minimálně mezi prvními třemi tzv. V-rychlostmi není žádný rozdíl. Ale u největších dopravních letounů Boeingu B747 a Airbusu A380 lze krásně pozorovat, jak letoun při vzletu postupně prochází všemi hranicemi rychlostí. Jednoduché schéma je znázorněno na obrázcích č.2 a č.3.



Obr. 3: Podrobnější schéma V-rychlostí při vzletu [3]

Žádná z výše uvedených rychlostí není pro žádný typ letounu pevně stanovena. Hodnoty jsou závislé na mnoha faktorech. V rámci letounu se jedná o hmotnost nákladu a množství potřebného paliva pro dokončení letu. Co se týká přímo letiště. Tak to se jedná o parametry, jako nadmořská výška a s ní spojený tlak a hustota vzduchu, dále použitelná délka a stav povrchu dráhy letiště. Dokonce hraje roli i typ terénu za letištěm. Tím se myslí, jestli letoun stoupá nad mořem nebo nad hornatým povrchem. Posledním, co může vše změnit je počasí a s tím spojená teplota vzduchu a síla a směr aktuálního větru. Například do výpočtu rychlosti rotace v_r vstupují informace o hmotnosti letounu, nadmořské výšce a teplotě. Nelze však ani jednoznačně tvrdit, že mezi rychlostí rotace a zmíněnými parametry je přímá nebo nepřímá úměrnost. Z výše uvedených důvodů se tak piloti musí řídit podle vypočtených hodnot zmíněných rychlostí, ať už je najdou v manuálu ke každému typu letounu a to ještě podle letiště a okolních podmínek, nebo je dostanou od členů z letové řídicí věže či pozemního leteckého personálu.

Jak už bylo výše naznačeno, k tailstriku u vzletu tedy dochází při špatně vypočtené rychlosti rotace v_r . Jedná se o situaci, kdy pilot zvedá před letounu a tím zvětšuje úhel náběhu při nesprávné, většinou malé, rychlosti rotace. V důsledku toho se pak spodní část zadního trupu letounu dotýká VPD. Chybu tedy lze hledat jak u posádky letounu za nedodržení předem daných hodnot rychlostí, tak mezi členy leteckého personálu ať už na věži nebo kolem letounu na letišti za špatně dodané údaje. Nicméně i přes dobře vypočtené hodnoty a veškerou snahu pilotů o dobrý vzlet se tailstrike může objevit. A to právě tehdy pokud se z nenadání změni směr a intenzita větru. Přímý protivítr zvyšuje hodnotu relativní rychlosti působící proti směru pohybu letounu. Dokonce pokud bude foukat opravdu silný čelní protivítr, tak křídla začnou

vytvářet vztlak ještě dříve, než se vůbec letoun dá do pohybu. Tím je patrné, že letoun dosáhne na dráze vyšší relativní rychlosti, kdy protne hranici rychlosti rotace dříve a logicky pro vzlet bude stačit kratší VPD. Například kdyby měla rychlost přímého protivětru hodnotu rovnou rychlosti rotace daného typu letounu pro danou situaci, tak by se letoun vznesl svisle vzhůru a žádná VPD by nebyla ani potřeba. [4] Zadní vítr naopak hodnoty všech zmíněných rychlostí snižuje. Největší problémy však nadělá boční vítr, který navíc nefouká přímo z levé nebo pravé strany na letoun. Důležité je rychlosti větru rozdělit do složek. Přitom opravdovou neznámou pak zůstává, jaké že jsou hodnoty právě u jednotlivých složek rychlostí působícího větru. Čili i vítr může výsledné vypočtené hodnoty podstatných rychlostí, byť by byly správné, značně znehodnotit.



Obr. 4: Tailstrike dopravního letounu Airbus A340-600 při vzletu [5]

2.2. Přistání letounu

U vzletu byly tedy hlavní příčiny tailstriku špatné načasování rotace letounu a změny v působení větru. U přistání s anglickým označením landing tomu nebude jinak. Opět půjde o špatnou rychlost a negativní působení bočního větru. I statisticky dochází k výše uvedenému jevu právě při přistání. Vše začíná již během fáze letu zvané přiblížení. Během této fáze piloti pomalu a postupně zpomalují na rychlost v_{REF} . Jedná se o referenční rychlost pro vysunutí vztlakových klapek při přiblížení na přistání se všemi pracujícími motory. S jedním pracujícím motorem by daná rychlost měla menší hodnotu a byla by označena jako v_{REF-1} . Do výpočtu v_{REF} vstupují podstatně stejné parametry jako při vzletu. Například v manuálu lze najít hodnoty zmíněné rychlosti v závislosti na hmotnosti letounu a to ještě pro různé polohy natočení vztlakových klapek. A opět záleží i na množství paliva v nádržích. Rychlost v_{REF} je přibližně o 30% vyšší, než je hodnota pádové rychlosti v přistávací konfiguraci, což znamená

s vysunutým podvozkem a s plnou výchylkou vztlakových klapek. [4] Pádová rychlost pak představuje minimální rychlost letu v horizontálním směru, kdy letoun má ještě dostatek vztlaku pro vyrovnání celkové gravitační síly působící na letoun. Například čím bude letoun těžší, tím bude vyšší jeho pádová rychlost. Tím pádem bude vyšší i hodnota rychlosti v_{REF} . Pokud tedy bude letoun přistávat s vyšší rychlostí, tak bude zapotřebí i delší VPD daného letiště.

Hlavní příčinu tailstriku při přistání představuje nestabilní či nesprávné přiblížení, kdy pilot překročí přípustný úhel natažení, tedy tzv. pitch angle. To se děje právě při nesprávné rychlosti v_{REF} , která je opět příliš nízká. K uvedené problémové nežádoucí situaci však většinou dochází až po opravě odskočení letounu při prvním dosednutí, kdy ve snaze posádky zmírnit druhé tvrdé přistání na VPD, pilot sníží rychlost, tím se zvýší úhel náběhu a opět dojde ke kontaktu zadní části trupu letounu se zemí. Důvodem proč je tailstrike více nebezpečnějším při přistání než při vzletu budiž možnost nejhoršího možného scénáře přistání letounu. A to tehdy, kdy se spodní část zadního trupu letounu dotkne dráhy dříve, než dosedne hlavní podvozek na VPD. Tam už se potom jedná o opravdu silný ráz a absorbování velkého množství energie zadního trupu letounu, což může skončit velmi vážnou katastrofou. Opakem je tomu u vzletu, kde se může nanejvýš jednat spíše o smýkání doprovázené pomalým statickým zatěžováním. Stejně jako u vzletu, tak i zde lze hledat chybu, jak u posádky letounu za nedodržení správné rychlosti, tak u lidí z letové řídicí věže daného letiště za špatně vypočtené hodnoty v_{REF} . Vypočtené hodnoty mohou být opět znehodnoceny náhlým působením větru. Navíc při přistání má boční vítr na tailstrike podstatně vyšší vliv než u vzletu, neboť může velmi nepříjemně rozhodit nejen celý letoun, ale i celou jeho posádku.

3. FORMULACE PROBLÉMU

Na základě problémové situace byl stanoven problém: Pevnostní návrh ostruhy letadla. Ostruha na letounu jakožto deformační člen představuje ochranu spodní části zadního kýlu letounu před poškozením při náhlém kontaktu se zemí. Její vlastností v našem případě by měla být postupná deformace pod zatížením a absorbování předepsané energie a to takovým způsobem, že zatížení spodního kýlu a zadní části trupu letounu nesmí překročit jejich únosnost. Hlavním úkolem je tedy návrh nejvýhodnějšího konstrukčního řešení ostruhy podle právního leteckého předpisu AP23 pro letoun L410 NG. Předmětem deformace musí být pouze ostruha, která je snadno vyměnitelná. Nově navrhnutá ostruha musí zachovat současné úchytné body do konstrukce spodního kýlu letounu. Vnější tvar zůstane taktéž nezměněn s ohledem na aerodynamický tvar. Hmotnost ostruhy by taktéž neměla vzrůst.

3.1. Typ problému

Jelikož se jedná o problém technického rázu a k jeho řešení je zapotřebí aplikovat znalosti získané během celého studia napříč všemi obory, jedná se proto o tzv. multidisciplinární problém. Daný problém lze také označit jako příčinný problém, neboť známe vazby objektu s okolím, jeho geometrii a způsob jeho aktivace. Pro zjištění průběhu deformace a schopnosti pohlcení celkové deformační energie ostruhy jsou známy všechny vstupní údaje. Danou úlohu lze proto označit jako přímou. Optimalizace daného problému však vede na parametrizaci řešené úlohy, kdy je dána maximální dovolená hodnota zátěžné síly, přípustná deformace a požadovaná hodnota celkové absorbované deformační energie. Pak je zapotřebí pro splnění uvedených podmínek měnit vstupní údaje, kterými jsou materiálové charakteristiky a geometrické úpravy ostruhy. Z tohoto důvodu se tak daná úloha stává nepřímou.

4. FORMULACE CÍLŮ

Hlavním cílem práce je nalezení nejvýhodnější konstrukční varianty ostruhy pro letoun L410 NG. A tím společnosti Aircraft Industries, a.s. dodat návrh možnosti konstrukční změny ostruhy právě pro zmíněný letoun L410NG. Z toho vyplývá, že posloupnost dílčích cílů je následující:

- Pochopení dané problematiky a proniknutí do explicitního přístupu metody konečných prvků.
- Provést krátkou rešeršní studii typických konstrukčních řešení ostruhy u jiných typů letounů.
- Vytvoření výpočtového modelu řešené soustavy.
- Výpočet požadované hodnoty absorbované energie ostruhou podle právního leteckého předpisu AP23 a zjištění maximální přípustné reakční síly z materiálů společnosti Aircraft Industries a.s.
- Ověření stávajícího konstrukčního řešení ostruhy a následné srovnání nových výsledných konstrukčních variant ostruhy podle výše uvedených kritérií a to za použití deformačně-napěťové analýzy provedené pomocí nelineárního výpočtu prostřednictvím explicitní formulace metody konečných prvků.

5. POPIS ŘEŠENÉ SOUSTAVY

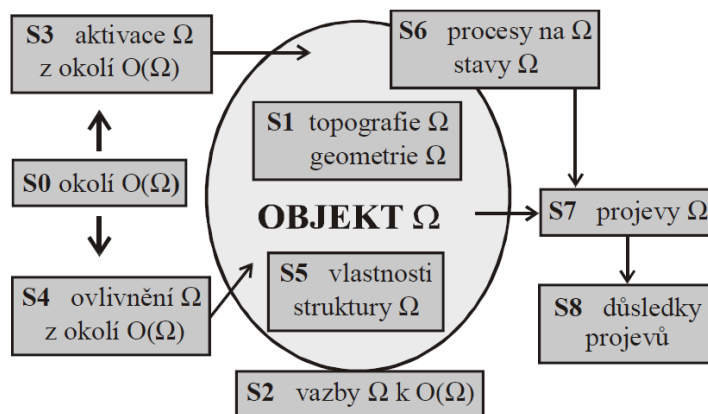
Do řešené soustavy patří pouze deformační člen v podobě ostruhy a celý spodní kýl letounu L410 NG. Řešenou soustavu pak uzavírá impaktor, který představuje VPD. Z důvodu velkých nároků na výpočetní výkon a čas, nebyly do dané soustavy zahrnuty již žádné další části letounu L410 NG. Původní ostruha se skládá ze dvou vzájemně svařených symetrických polovin, který byly vyrobeny jako výlisky z plechů hliníkové slitiny o tloušťce 1,2 mm. Ostruha je připevněna ke spodnímu kýlu letounu za pomoci šroubů, tak aby byla snadno vyměnitelná. Celý spodní kýl i s ostruhou poté drží několik nýtů na spodní straně konce zadní části trupu letounu. Toto spojení je již nerozebíratelné, tudíž výměna celého spodního kýlu se již nepředpokládá. Z tohoto důvodu musí být předmětem plastické deformace jen ostruha a spodní kýl se může deformovat jen elasticky. Spodní kýl tvoří nýťovaná sestava lisovaných plechů taktéž z hliníkové slitiny o tloušťce většinou kolem 1 mm. Výjimku představuje zadní část spodního kýlu. Ta je vyrobena z laminátu a obsahuje jednu dřevěnou výztuhu. Bližší informace o geometrii a materiálech dané soustavy budou popsány v jednotlivých podkapitolách výpočtového modelování. Níže na obrázku je zobrazena řešená soustava.



Obr. 5: Spodní kýl s ostruhou na prototypu letounu L410 NG

5.1. Systém podstatných veličin

Při řešení daného problému je zapotřebí nejprve určit, které charakteristiky jsou pro jeho správné vyřešení podstatné, a na kterých daný problém zkrátka vůbec nezávisí. Podle systémového pojetí [5] se takto zvolený postup označuje jako Vytváření systému podstatných veličin $\Sigma\Omega$. Systém podstatných veličin poté představuje množinu všeho důležitého, co souvisí s řešením daného problému na příslušném objektu. V tomto případě se objektem Ω stává ostruha, která jako deformační člen je předmětem deformačně-napěťové analýzy, pro kterou byl níže uvedený systém podstatných veličin vytvořen.



Obr. 6: Systém podstatných veličin [5]

- **Podmnožina S0** (prvky v okolí entity)

Jedná se o tzv. environmentální veličiny, které popisují okolní prostředí objektu. Ostruha je tedy neustále obklopena vzduchem. Tudiž mezi tyto veličiny patří jeho teplota, tlak a hustota. Avšak v této práci byla uvažována jen jeho teplota. Okolí objektu taktéž představuje spodní kýl, ke kterému je ostruha připevněna, a také impaktor jako část VPD.

- **Podmnožina S1** (struktura a topologie entity)

Mezi tyto veličiny patří geometrie ostruhy. Tím se má na mysli její tvar, rozměry a tloušťka dvou symetrických polovin plechových výlisků, ze kterých je ostruha následně svařena. Důležité je aktuální rozmístění úchytných bodů do konstrukce spodního kýlu letounu, které taktéž musí během následující optimalizace geometrie ostruhy zůstat zachováno.

- **Podmnožina S2** (podstatné vazby entity)

Tyto veličiny lze označit jako vazbové veličiny. Uchycení ostruhy ke spodnímu kýlu letounu je realizováno rozebíratelným typem spojení prostřednictvím šroubů. Celý spodní kýl je poté připevněn k zadní části trupu letounu již nerozebíratelným typem spoje pomocí nýtů. Avšak kromě spodního kýlu letounu a ostruhy už žádné jiné části letounu do řešené soustavy nezasahují. Z tohoto důvodu je zmíněné spojení nahrazeno vetknutím.

- **Podmnožina S3** (aktivace entity)

Mezi tyto tzv. aktivační veličiny lze zařadit kontaktní či reakční sílu, která vzniká při aktivaci ostruhy impaktorem představující část VPD, a to ať už pomalým kvazistatickým zatížením, tak nárazem v rámci crash analýzy, u které je hodnota dané veličiny závislá na zadané počáteční rychlosti a hmotnosti impaktoru. Tedy spodní kýl i s ostruhou byl v rámci obou numerických simulací pevně ukotven v prostoru vetknutím a jediným pohybujícím se členem řešené soustavy byl impaktor.

- **Podmnožina S4** (vliv okolí)

Dané veličiny působí z okolí na objekt a ovlivňují na něm probíhající procesy. Zde by se daly zmínit opět environmentální veličiny uvedené v podmnožině **S0**. Nicméně do výpočtu nevstupují žádné z nich. U teploty se totiž uvažuje konstantní neměnná pokojová hodnota, která nezpůsobuje žádné zatížení a neovlivňuje průběh deformace objektu.

- **Podmnožina S5** (oborové vlastnosti prvků struktury)

Zde patří materiálové vlastnosti celé řešené soustavy. Jak už bylo uvedeno výše, celý spodní kýl i s ostruhou tvoří sestava z různých částí, které mají definovanou tloušťku a příslušné materiálové vlastnosti v podobě modelu materiálu na základě své charakteristické materiálové křivky naměřené z experimentů. Z hlediska mechaniky těles se jedná o sestavu, která splňuje podmínky tenkostěnnosti.

- **Podmnožina S6** (probíhající procesy)

Veličiny popisující procesy a stavy entity v tomto případě popisují deformační a napěťové procesy probíhající na struktuře objektu způsobené jeho aktivací, které vyvolávají deformační a napěťové stavy ve struktuře materiálu.

- **Podmnožina S7** (projev entity)

V rámci veličin vyjadřující projevy entity bylo při řešení daného problému zhodnoceno očekávané chování objektu. Tedy postupná deformace ostruhy pod zatížením a schopnost absorbovat předepsanou hodnotu deformační energie.

- **Podmnožina S8** (důsledky projevů)

V důsledku špatného průběhu deformace ostruhy, příliš velkého zatížení a absorpce příliš malé nedostatečné hodnoty energie deformačním členem, tedy ostruhou, může dojít k překročení daných mezních stavů. Tím je myšlena nežádoucí situace, kdy zatížení neboli hodnota reakční síly překročí únosnost spodního kýlu a zadní části trupu letounu. Anebo také, kdy vlivem nedostatečné absorpce deformační energie se během problémové situace zdeformuje kromě ostruhy i část spodního kýlu letounu.

5.2. Výběr metody řešení

Vzhledem k typu problému a k výše uvedenému seznamu podstatných veličin je zapotřebí stanovit metodu řešení dané úlohy. Tu lze řešit prakticky jediným možným způsobem, a to za pomoci výpočtového modelování. V rámci výpočtového modelování byl zvolen numerický způsob řešení neboli numerická simulace s využitím metody konečných prvků. V závislosti na náročnosti tohoto nelineárního výpočtu, především z důvodu velkých deformací a krátkého času simulace byla vybrána explicitní forma zmíněné metody konečných prvků prostřednictvím softwaru ABAQUS. Z důvodu nedostatku finančních prostředků nelze danou úlohu znovu řešit experimentálně.

5.3. Použité prostředky

Při tvorbě této diplomové práce bylo využito vícero programů. Pro sepsání samotné práce a zpracování obrazové prezentace byly použity nástroje kancelářského balíčku Microsoft Office 2013, konkrétně MS Word a MS PowerPoint. Pro tvorbu a dodatečnou úpravu obrázků byl využit grafický program Zoner Photo Studio 18. Geometrie řešené soustavy byla modelována v CAD programu CATIA V5. V rámci numerického řešení byl preprocessing realizován v programu ANSA 15.2.3. Samotný výpočet daných analýz probíhal v explicitním řešiči programu ABAQUS 6.14. Výsledky v rámci postprocessingu byly vyhodnocovány v GUI programu ABAQUS 6.14. Grafy a animace byly taktéž vytvářeny za pomoci zmíněného programu ABAQUS/CAE 6.14. Z důvodu náročnosti na výpočetní výkon veškeré výpočty proběhly na školních počítačích ÚMTMB s následujícími hardwarovými parametry:

- Procesor: Intel® Core™ i5 CPU 760 @ 2,80 GHz (4 CPUs)
- Operační paměť: 8GB RAM
- Grafická karta: ATI Radeon 5700 Series
- Pevný disk: 750 GB HDD

6. LETOUN L410 NG

Řešení daného problému, tedy pevností návrh ostruhy letadla, se bude týkat letounu L410 NG vyvíjené společností LET Aircraft Industries, a.s. sídlící v Kunovicích. Avšak před samotnou stručnou charakteristikou zmíněného letounu je potřeba pro zachování požadované pojmové čistoty provést ustálení pojmů a termínů, a tím se také blíže seznámit s názvoslovím používaným v letectví.

6.1. Základní rozdělení letadel a letounů

V zadání této diplomové práce a také v jejím úvodu je uveden, dá se říct méně korektní, pojem „letadlo“. Za letadlo, anglicky aircraft, lze totiž považovat jakýkoliv stroj či zařízení, které je schopné létat. Tedy dle české technické normy pro letectví a kosmonautiku ČSN 31 0001 se jedná o zařízení schopné vyvozovat síly nesoucí jej v atmosféře z reakcí vzduchu, které nejsou reakcemi vůči zemskému povrchu. Podle principu letu, tedy v závislosti na způsobu vzniku vztlaku, lze letadla dělit na aerostaty a aerodyny. Aerostaty jsou zařízení lehčí než vzduch, které se pohybují směrem vzhůru na principu Archimédova zákona. Bezmotorový aerostat představuje horkovzdušný balón. Motorový aerostat se pak nazývá vzducholod'. Naopak těžší než vzduch jsou stroje zvané aerodyny využívající ke svému pohybu ve vzduchu aerodynamických sil. Ty se dále rozdělují hlavně podle pohyblivosti jejich nosných ploch. Dnes se spíše využívají aerodyny s pohyblivými nosnými plochami, jenž mají motor. Pak hovoříme o vrtulníku či helikoptéře. Mezi bezmotorové aerodyny s nepohyblivými nosnými plochami lze například zařadit kluzáky neboli větroně. A nyní se tedy opět dostáváme k našemu letounu, anglicky též airplane nebo aeroplane, což je motorový aerodyn s pevnými nepohyblivými nosnými plochami. Z tohoto důvodu je již v této práci od kapitoly popisující problémovou situaci uváděn pouze správný pojem „letoun“.

Letouny se pak často označují výrazy jako hornoplošník, dolnoplošník nebo třeba dvouplošník. Vzájemně lze totiž od sebe rozlišovat jednotlivé konfigurace letounů a to mimo jiné podle počtu hlavních nosných ploch, tedy podle samotných křídel a jejich polohy uchycení k trupu letounu. Mezi tzv. víceplošníky, tedy starší letouny s více, jak jednou pevnou nosnou plochou, patří dnes již málo vídaný dvouplošník, trojplošník a dokonce i čtyřplošník, jehož vývoj v minulosti skončil jen u prototypu. Oproti tomu v dnešní době nejrozšířenější typ letounu jednoplošník, tedy letoun s jedinou pevnou nosnou plochou, se dále dělí, právě podle již naznačované výšky umístění nosné plochy neboli křídla vůči trupu letounu, na dolnoplošník, středoplošník a hornoplošník. Dolnoplošník má hlavní nosnou plochu pod úrovní trupu, tedy křídlo je uloženo na spodní straně trupu letounu. Tyto typy letounů reprezentuje většina větších dopravních letounů, jako jsou například dopravní letouny značky Airbus a Boeing. Označení středoplošník pak nesou letouny, které mají své nosné plochy zhruba v úrovni poloviny výšky trupu. Jelikož jsou tyto letouny s křídly vetknutými přímo do trupu ze všech možných typů letounů aerodynamicky nejčistší, používají se jako nadzvuková

a sportovní letadla. Zástupcem může být například proudový stíhací letoun MiG-15. Třetím typem jednoplošníku je hornoplošník. Ten má logicky hlavní nosné plochy umístěné na úrovni horní části trupu. Tyto typy letounů jsou využívány většinou jako pozorovací a nákladní letadla. Do této skupiny patří například největší letoun na světě Antonov An-225 Mrija. Zvláštní typ hornoplošníku potom představuje tzv. parasol. Jde o letoun, jehož hlavní pevná nosná plocha se nachází vysoko nad úrovní trupu letounu. Kdy křídlo je umístěno na prutové konstrukci a není tak přímo spojeno s trupem, jako u předcházejících typů letounů. Nicméně tento typ letounu lze v dnešní době vidět tak maximálně v muzeu nebo v modelařině, jako malé RC modely letounů.

6.2. Stručná charakteristika letounu L410 NG

Letoun L410 NG je modernizovaná verze letounu L410 UVP-E20, který se stále ještě sériově vyrábí ve společnosti LET Aircraft Industries a.s. v Kunovicích. Vývoj tohoto letounu nyní probíhá pod projektovým označením MOSTA s cílem zlepšit ekonomické a technické parametry, a také zjednodušit jeho údržbu. O tom svědčí mimo jiné i označení tohoto letounu zkratkou NG jako „New Generation“.

Jedná se tedy o nový celokovový hornoplošník, což mu dává schopnost vzletu a přistání na krátkých drahách a to i s obtížným nepevným povrchem. Mezinárodní zkratkou pro označení letounů s výše uvedenou vlastností je zkratka STOL, jako „Short take off and landing“. Letoun L410 NG spadá taktéž do kategorie „Commuter“. Což znamená, že ve své standardní verzi bude sloužit pro přepravu dvou členů posádky a až 19 cestujících nebo nákladu. Zmíněná kategorie je také omezena celkovou hmotností kolem 8,6 tun. Pohon daného letounu zajišťují, oproti původní verzi, dva výkonnější turbovrtulové motory GE H85-200 od společnosti GE Aviation CZECH s.r.o. s vrtulemi AV-725 dodané českou společností AVIA Propeller. Díky čemuž se může letoun provozovat ve vyšších nadmořských výškách, a to jak klasický let, tak i vzlet a přistání na letištích posazených vysoko v horách.

Tabulka 1: Porovnání letounu L410 UVP-E20 s její modernizovanou verzí L410 NG

Parametr	L410 UVP-E20	L410 NG
Počáteční prohlídka motorů [LH]	3 000	3600
Max. cestovní rychlost v_{TAS} [km/h]	405	417
Max. množství paliva s koncovými nádržemi [kg]	1300	2340
Max. vzletová hmotnost m_{TOW} [kg]	6600	7000
Maximální dolet [km]	1400	2500
Max. vytrvalost [hod]	5,1	10
Max. hmotnost platicího zatížení [kg]	1800	2154
Objem zavazadlového prostoru [m ³]	1,47	2,98

Oproti dosavadní řadě letounů L410, tedy nyní L410 UVP-E20, se modernizovaný letoun liší, kromě motorů s lepšími výkonovými charakteristikami, především novou konstrukcí křídla obsahující objemnější integrální palivovou nádrž. Z tohoto důvodu má letoun L410 NG podstatně větší dolet a vytrvalost. Mezi další výhody lze zařadit například větší maximální vzletovou hmotnost m_{TOW} , větší platíci zatížení, vyšší cestovní rychlost nebo použití nejmodernějších palubních přístrojů, tedy inovované avioniky na bázi glass cockpit. Výhody oproti sériově vyráběnému letounu jsou shrnuty ve výše uvedené tabulce č. 1.

Verze letounu L410 NG bude určena pro komerční letecké společnosti, vládní instituce, nevládní organizace i armádní ozbrojené složky. Návrhová životnost představuje 30 000 letových hodin nebo 30 000 přistání. Zahájení sériové výroby letounu L410 NG se plánuje po dokončení certifikačních zkoušek v létě roku 2017. Nyní je vyroben pouze prototyp této verze letounu, který lze vidět níže na obr. č. 7. Cílem společnosti LET Aircraft Industries a.s. bude s novou verzí letounu bezpochyby navázat na úspěchy předešlých řad letounů L410, kterých se od roku 1969 sériově vyrobilo více než 1200 kusů, z nichž je stále v provozu přes 350 letounů ve více jak 50 zemích po celém světě.



Obr. 7: Fotografie z prvního vzletu prototypu letounu L410 NG

7. PODVOZEK A OSTRUHY LETOUNŮ

Jak už bylo v úvodní části této práce uvedeno, výskyt problémové situace, tedy tailstrike, je fyzicky možný pouze u letounů s třibodovým podvozkem neboli přesněji s podvozkem s příďovým kolem. Proto před krátkou ukázkou různých konstrukčních variant ostruhy je zapotřebí si více ukázat a osvětlit konstrukci tohoto typu podvozku.

7.1. Koncepce podvozku letounu

Třibodový podvozek kromě podvozku s příďovým kolem představuje i podvozek s ostruhovým kolem. Jedná se však o dva vzájemně rozdílné koncepce podvozků letounů. Jelikož součástí podvozku s ostruhovým kolem je taktéž prvek zvaný ostruha, může zde snadno dojít k mylné záměně nejen obou typů podvozků, ale také právě ostruhy u podvozku s ostruhovým kolem a ostruhy u podvozku s příďovým kolem, od které se daný problém odvíjí.

Starší podvozek s ostruhovým kolem se skládá z hlavního podvozku umístěného bezprostředně před těžištěm letounu a ostruhy, která se nachází na zádi letounu. Na počátku vzniku tohoto typu podvozku měla ostruha podobu smýkající patky. Jelikož bylo pojíždění a pozemní manipulace s letounem opatřeným touto ostruhou velmi obtížné a nepohodlné, byly tyto kluzné ostruhy nahrazeny vlečeným kolečkem. Nejprve bylo kolečko jen volně otočné, později se dala ostruha řídit pilotem letounu. Co se týče rozložení celkového zatížení na jednotlivé části podvozku, tak rozhodující podíl připadá na dvě hlavní kola, tedy na hlavní podvozek, a zbylých 6-10% z celkového zatížení připadá na ostruhu. U tohoto typu podvozku nemůže nikdy nastat problémová situace, kterou představuje tailstrike. Dalšími pozitivy jsou také jeho relativně menší hmotnost a konstrukční jednoduchost. Nicméně podvozek s ostruhovým kolem v sobě skrývá i řadu velmi nepříjemných vlastností a nevýhod. Skloněná podélná osa trupu letounu má totiž za následek zhoršený výhled pilotů před letoun při pojíždění a při rozjezdu po VPD. Mezi další nevýhody lze zařadit náročnou pilotáž v počáteční fázi vzletu a také v závěrečné fázi přistání, kdy například při razantním brzdění dochází ke vzniku klopivého momentu, který může způsobit převrácení na nos letounu.



Obr. 8: Zlín Z-37 neboli LET Z-37 známý jako Čmelák [7]

Příkladem letounu s danou koncepcí podvozku s ostruhovým kolem je například československý jednomotorový dolnoplošník Zlín Z-37 Čmelák vyvinutý korporací firem LET Kunovice neboli Aircraft Industries a.s. a Moravan Otrokovice neboli dnešního Zlín Aircraft a.s. Zmíněný letoun je zobrazen na obr. č. 8.

Novější podvozek s příďovým kolem zahrnuje hlavní podvozek, který je umístěn v malé vzdálenosti za těžištěm celého letounu, a příďové kolo nacházející se pod přídí trupu letounu. Hlavní podíl z celkového zatížení zůstává na jeho hlavních kolech, tedy na hlavním podvozku. Na příďové kolo potom připadá v průměru asi 6-20% z celkového zatížení. Z důvodu většího statického zatížení a také významného zatěžování prostřednictvím setrvačných sil při brzděném pojezdu letounu, je tento typ podvozku celkově těžší a složitější než podvozek s ostruhovým kolem. Výhodou daného podvozku představuje podepření přední části letounu příďovým kolem, které zabraňuje převrácení letounu na nos při brzdění. Taktéž trup v klidovém postoji zaujímá vodorovnou nebo jen lehce natočenou polohu, což umožňuje dostatečný výhled, bezpečné pojíždění a rozjezd letounu. Daná koncepce podvozku umožňuje taktéž snadnější a lépe kontrolovatelný vzlet a přistání letounu. Hlavní nevýhodou pak kromě zmíněné vyšší hmotnosti a složitosti konstrukce představuje porucha příďové nohy, která může zapříčinit třeba nevysunutí příďového podvozku, bez kterého by vzlet ani nebyl možný a přistání by mohlo skončit opravdu velkou katastrofou. Další hlavní nevýhodou je možný výskyt naší problémové situace. A jako ochrana zadní části trupu letounu při tomto nežádoucím jevu bývá u tohoto typu podvozku opět stejnojmenný prvek zvaný ostruha. A právě až tato zmiňovaná ostruha je předmětem následující rešeršní studie. Podvozkem s příďovým kolem disponuje samozřejmě i letoun L410 NG jak si lze všimnout na obr. č. 9.



Obr. 9: Podvozek s příďovým kolem letounu L410 NG

7.2. Typická konstrukční řešení ostruhy

Ostruhu jako ochranný element před poškozením spodní části zádi letounu při nežádoucí a v letectví velmi nebezpečné situaci zvané tailstrike můžeme vidět, jak na velkých dopravních letounech typu Boeing, tak i na menších lehkých letounech, jako je například Diamond DA20. Podle dostupných informací lze konstrukce ostruhy v současné době dělit podle prvku, jenž přichází při tailstriku do kontaktu s povrchem VPD. V podstatě podobně či více méně stejně jako u podvozku s ostruhou, se i zde ostruha u podvozku s příďovým kolem rozlišuje na ostruhu typu tailwheel a tailskid.

7.2.1. Ostruha typu tailwheel

Jak už sám anglický název napovídá, prvkem ostruhy, který v rámci tailstrike přijde ke kontaktu s VPD, je kolečko. Zde tedy nedochází k žádnému tření nějaké smýkající patky nebo k deformaci části ostruhy či ostruhy samotné o VPD.

První vybrané velmi jednoduché konstrukční řešení ostruhy tohoto typu představuje kolečko pevně uloženo v části spodního kýlu letounu. Pohyb kolečka je pouze rotační kolem osy čepu. Kolečko disponuje plným gumovým pláštěm. Daný typ ostruhy se nachází na spodní části zádi vojenského proudového letounu Aermacchi MB-326 vyráběného v Itálii. Zmíněné konstrukční řešení je zobrazeno na obr. č. 10.



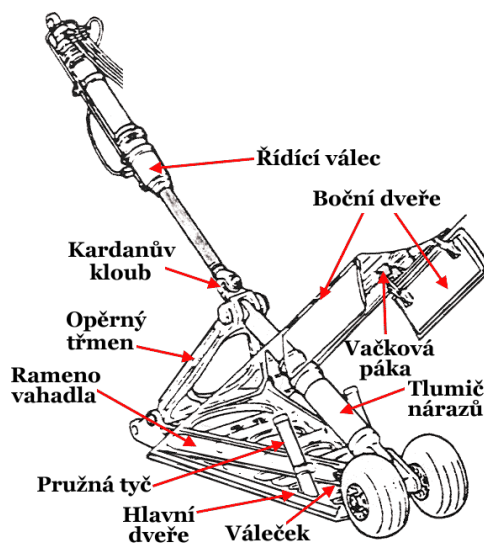
Obr. 10: Ostruha typu tailwheel u letounu Aermacchi MB-326 [8]

Další typ ostruhy představuje zatahovací tailwheel. Jedná se o dvojici malých gumových koleček na ocelovém vahadlu, který je pohyblivě přichycen přes kloub ke konstrukci zadní části trupu letounu a prostřednictvím olejového tlumiče spojen s hlavním řídicím mechanismem zatahování koleček. Celý mechanismus je tak schopný lépe tlumit případné údery o VPD než předešlé konstrukční řešení. Daná konstrukce ostruhy se ukrývá v zadní části vojenského stíhacího letounu Saab 35 Draken vyráběného švédskou firmou Saab. Uvedený mechanismus lze vidět na obr. č. 11.



Obr. 11: Zatahovací ostruha typu tailwheel u letounu Saab 35 Draken [9]

Poslední vybranou ostruhou na bázi tailwheel je tzv. tailbumper. Tento opět anglický termín by se dal přeložit jako „nárazník na ocasu letounu“. Ačkoliv v názvu figuruje slovo „nárazník“, nejedná se vyloženě o deformační člen a ostruhu typu tailskid, jak by se dle názvu na první pohled zdálo. Daný typ ostruhy totiž představuje vylepšené a mírně složitější konstrukční řešení než bylo výše uvedeno u letounu Saab 35 Draken. Tato novější konstrukce obsahuje více prvků a mimo jiné i hydraulickým systémem řízený válec, který je ovládán piloty z kabiny. Tudíž tato koncepce umožňuje variabilní vysunutí ostruhy dle potřeby. Konstrukční provedení dané ostruhy je popsána na obr. č. 12. Nutno také podotknout, že zmíněný mechanismus se nachází v zadní části trupu jednoho z nejrychlejších dopravních letounů na světě. A tím je dnes bohužel již neprovozovaný nadzvukový dopravní letoun Concorde. Jako symbol usmíření rivality mezi Francií a Velkou Británií byl navrhnout a postaven ve spolupráci dvou firem, a to francouzskou společností Aérospatiale a tehdejší britskou společností British Aircraft Corporation.



Obr. 12: Tailbumper na letounu Aérospatiale-BAC Concorde [10]

7.2.2. Ostruha typu tailskid

Podle tohoto anglického označení tailskid lze správně uhodnout, že zde bude docházet ke smyku či skluzu části ostruhy po povrchu VPD. Čili až u tohoto typu ostruhy bude vznikat tření a probíhat deformace části ostruhy nebo i ostruhy celé o VPD při tailstriku. Pak daná ostruha nebo její deformovatelná část zde bude představovat a plnit funkci deformačního členu.

První vybrané a opět nejjednodušší konstrukční řešení ostruhy na bázi tailskid představuje pouze vytvarovaný prvek připevněný na spodní části konce zádi letounu. Většinou se jedná o výlisky z plechu nějaké lehčí slitiny, nejčastěji slitiny hliníku. Avšak materiál daného prvku může pro snížení celkové hmotnosti ostruhy zastupovat i nějaký ten druh kompozitu. Nicméně pouze tento účelně vytvarovaný prvek může být předmětem deformace právě při doteku se zemí. Jak už bylo zmíněno v kapitole popisující řešenou soustavu, daný typ ostruhy se nachází na letounu L410 NG. Dále lze podobné konstrukční řešení vidět například na malém lehkém jednomotorovém letounu rakouského původu Diamond DA20 Katana. Tento letoun s vyznačenou ostruhou je zobrazen na obr. č. 13.



Obr. 13: Letoun Diamond DA20 Katana s vyznačenou ostruhou [11]

Další konstrukční variantu ostruhy typu tailskid představuje opět mechanismus umožňující její zatažení během letu a vysunutí při vzletu a při přistání. Tento typ ostruhy je řízen hydraulickým systémem a pracuje spolu s hlavním podvozkem. U všech větších dopravních letounů vybavených ostruhou typu tailskid, se jedná právě o tento zmíněný mechanismus. Jednotlivé jeho konstrukce se pak liší už jen v detailech. Například kanadský dopravní letoun Bombardier CRJ-900 disponuje touto ostruhou. Ta je umístěná ve spodní části zádi letounu. Skládá se z hlavního ocelového třmenu upevněného ke konstrukci letounu pomocí čepů. Na jeho opačném konci se pak nachází kluzný element určený ke kontaktu s povrchem VPD. Mechanismus je také vybaven hliníkovým absorpčním deformačním prvkem, který by měl tlumit nárazy. Kromě kluzného elementu, který se třením o dráhu časem opotřebuje, hlavní deformační člen

zde představuje právě zmíněná válcovitá hliníková část tohoto mechanismu. Popisovaná konstrukce je zobrazena na obr. č. 14.



Obr. 14: Ostruha letounu Bombardier CRJ-900 [12]

Podobná ostruha se stejným mechanismem se skrývá v zadní části trupu letounů americké společnosti Boeing. Jedná se o prodloužené verze letounů tříd B757, B767, B777 a B787. Konstrukce ostruhy zmíněných letounů se od předešlého konstrukčního řešení ostruhy letounu Bombardier CRJ-900 liší použitím mohutnějšího vahadla místo původního třmenu a jiného kluzného prvku. Tato konstrukce umožňuje na rozdíl od předešlé plné zasunutí ostruhy a dokonce disponuje i malým krytem, který v závislosti na pohybu vahadla tak schová celou konstrukci ostruhy do zadní části trupu letounu. Tím je během letu zajištěn minimální aerodynamický odpor. Letouny Boeing jsou také vybaveny hlášením o tailstriku, a to kdykoliv, kdy se kluzný prvek dotkne povrchu VPD. Díky tomu a také v závislosti na vizuální kontrole zmíněného kluzného elementu, pak pozemní obsluha provede údržbu daného zařízení. Většinou se jedná právě o kontrolu a případnou výměnu také už zmiňovaného válcovitého absorpčního prvku. Ten lze spolu s celou konstrukcí ostruhy letounů Boeing vidět na obr. č. 15.

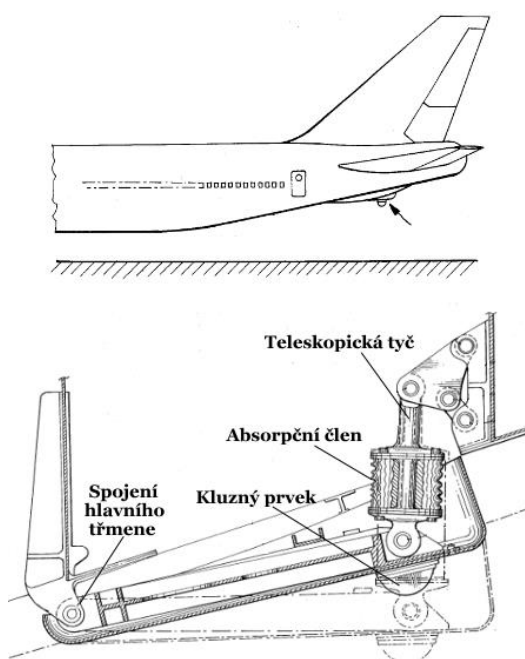


Obr. 15: Konstrukční řešení ostruhy u letounů B757, B767, B777 a B787 [13]

Poslední uvedenou konstrukční variantou ostruhy na bázi tailskid, je už pouze mírná modifikace předchozích verzí. Tato konstrukce ostruhy se skládá z hlavního ocelového třmenu připevněného přes dva čepy ke konstrukci, tedy k draku letounu. Na opačné straně je pak vybaven opět trochu jiným kluzným prvkem. Dále daná konstrukce opět obsahuje stejný deformační člen v podobě absorpčního tlumícího válcovitého prvku z hliníku. Celý mechanismus je zakrytován tenkým plechem. Na rozdíl od předešlé varianty, se tato ostruha během letu neschovává do zadní části trupu letounu. Navíc, jak si lze všimnout na obr. č. 16, plechový kryt je vybaven jednoduchou indikací v podobě barevného pásku na jeho zadní straně, která ukazuje stav absorpčního deformačního členu. Tento typ ostruhy lze vidět taktéž na letounech americké společnosti Boeing. Konkrétně na dopravních letounech třídy B737 v prodloužených verzích 400, 800 a 900.



Obr. 16: Ostruha na letounu Boeing B737-800 [14]



Obr. 17: Konstrukční řešení ostruhy letounu Boeing B737-800 [15]

8. TENKOSTĚNNÉ KONSTRUKCE

Předmětem deformačně-napěťové analýzy byla sestava obsahující ostruhu a spodní kýl letounu L410 NG. Tato řešená soustava, jak už bylo v systému podstatných veličin naznačeno, byla modelována jako tenkostěnné těleso nebo přesněji jako nýtovaná sestava tenkostěnných těles.

8.1. Předpoklady tenkostěnných těles

Za tenkostěnné těleso považujeme těleso, které lze definovat střednicovou plochou neboli střednicí a tloušťkou výrazně menší než všechny jeho ostatní rozměry. Jedná se tedy o teoretické těleso, jenž musí splňovat geometrické, vazbové, zatěžovací, deformační a napjatostní předpoklady, souhrnně označované jako předpoklady tenkostěnnosti. Dle [16] jsou níže uvedené předpoklady jednotlivě popsány.

- **Předpoklady geometrické**

Tenkostěnné těleso je určeno střednicovou plochou Γ a v každém jejím bodě také tloušťkou h na normále n plochy Γ . Přičemž zmíněná tloušťka h je souměrně rozdělena vzhledem ke střednicové ploše, která musí být spojitá a hladká s konečnými rozměry. Vzájemný poměr nejkratšího rozměru tenkostěnného tělesa a jeho tloušťky b/h by měl být vyšší než 10.

- **Předpoklady vazbové**

Vazby omezují jen posuvy a úhly natočení střednicové plochy.

- **Předpoklady zatěžovací**

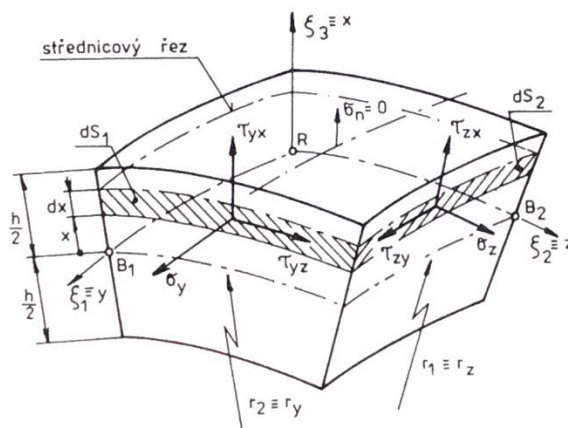
Vnější síly působí na tenkostěnné těleso pouze v bodech jeho střednicové plochy.

- **Předpoklady deformační**

Střednicová plocha zůstává během deformace tenkostěnného tělesa stále spojitá a hladká. Normálové řezy kolmé na tuto plochu se přitom nebortí a zůstávají rovinné a kolmé i po deformaci.

- **Předpoklady napjatostní**

Napjatost v tenkostěnném tělese je určena normálními a smykovými napětími ve dvou jeho vzájemně kolmých normálových řezech. Přitom normální napětí σ_n ve střednicových řezech neboli normální napětí σ_n kolmá na onu zmiňovanou střednicovou plochu se nepovažují za podstatná a pokládají se rovna nule – viz obr. č. 18.



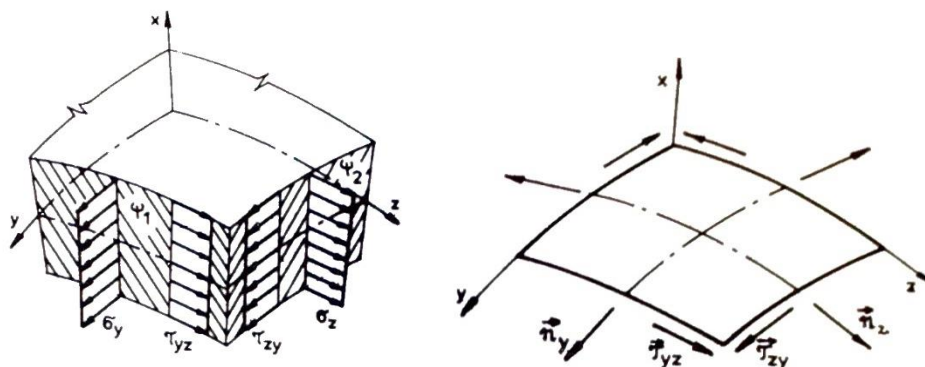
Obr. 18: Elementární prvek tenkostěnného tělesa [16]

8.2. Jednotlivé typy napjatostí u tenkostěnných těles

Kritériem pro klasifikaci tenkostěnných těles může být, jednak charakter zakřivení jejich střednicové plochy ve výchozím a deformovaném stavu, ale také charakter rozložení napětí v jejich normálových řezech. A právě níže jsou popsány jednotlivé typy napjatostí dle [16], se kterými se lze u tenkostěnných těles setkat.

Membránová napjatost

Normální napětí σ_y , σ_z a smyková napětí τ_{yz} , τ_{zy} jsou v normálových řezech ψ_1 a ψ_2 rozložena rovnoměrně, takže na střednicové ploše Γ působí následující liniové výsledné vnitřní účinky neboli zkráceně LVVÚ: n_y , n_z , \mathcal{T}_{yz} a \mathcal{T}_{zy} , jak je uvedeno na obr. č. 19.



Obr. 19: Membránová napjatost [16]

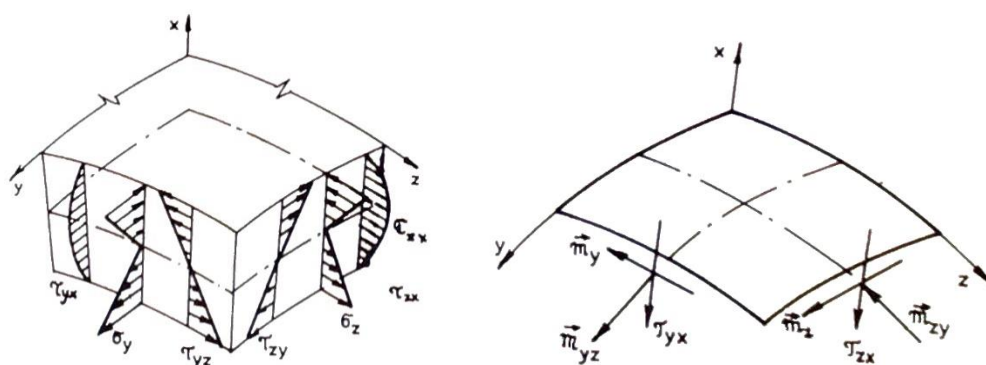
Tenkostěnná tělesa mající tuto dvousou membránovou napjatost představují stěny a bezmomentové neboli membránové skořepiny. Stěny jsou tenkostěnná tělesa, jejichž střednicová plocha Γ je rovinnou oblastí, jak ve výchozím, tak v deformovaném stavu.

Tyto typy těles mohou být zatěžovány pouze v podélném směru, tedy v rovině respektive v rovinách tečných k jejich střednicovým plochám. Naproti tomu střednicovou plochu Γ bezmomentové neboli také membránové skořepiny v jejím výchozím stavu představuje obecná zakřivená plocha. Aby však byla u ní splněna membránová teorie skořepin, musí být její konstrukční návrh takový, aby splňoval následující podmínky:

- Zatížení kolmé k povrchu skořepiny neboli ke střednicové ploše skořepiny, musí být spojitě a málo proměnné. Tedy nesmí se tu vyskytovat působení osamělých sil a skokové změny v zatížení.
- Vnější síly, a to včetně vazebných sil, musí mít směr tečny k povrchu skořepiny.
- Počáteční okrajové podmínky v podobě vazeb musí umožnit radiální deformaci skořepiny, neboli neomezovat pohyb v příčném směru, tedy ve směru kolmém na střednicovou plochu skořepiny.
- Tloušťka skořepiny se nesmí skokově měnit. Neboť tato skoková změna tloušťky vyvolává skokovou změnu velikosti napětí, což zapříčiní vzniku ohybových momentů. Z tohoto důvodu by měla být tloušťka konstantní s maximálně pozvolnou spojitou změnou.
- Nakonec tvar střednicové plochy dané skořepiny musí být taktéž hladký, bez skokových změn v křivosti.

Momentová napjatost

Normální napětí σ_y , σ_z a smyková napětí τ_{yz} , τ_{zy} jsou v normálových řezech ψ_1 a ψ_2 rozložena lineárně s nulovou hodnotou na střednicové ploše Γ , takže v Γ působí následující LVVÚ: m_y , m_z , m_{yz} , m_{zy} , \mathcal{T}_{yx} a \mathcal{T}_{zx} , jak je uvedeno na obr. č. 20.



Obr. 20: Momentová napjatost [16]

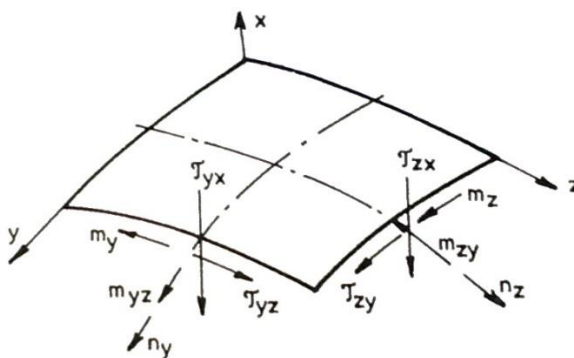
Tenkostěnná tělesa, která mají tento typ napjatosti, jsou desky a momentové skořepiny. Zatímco u desky tvoří její střednicovou plochu Γ ve výchozím nedeformovaném stavu rovinná oblast, tak u momentové skořepiny je střednicová plocha Γ ve svém výchozím stavu obecnou zakřivenou plochou. U desky na rozdíl od stěny zatížení působí kolmo na

její střednicovou plochu. U tzv. Kirchhoffovy desky neboli desky střední tloušťky se zanedbává vliv výše zobrazeného smykové napětí τ_{yx} , τ_{zx} a s tím spojených liniových posouvajících sil \mathcal{T}_{yx} , \mathcal{T}_{zx} na napjatost a deformaci. Uvedené liniové posouvající síly se také v oblasti letectví označují jako tzv. smykové toky. Má-li daná skořepina m_{yz} a m_{zy} rovny nule, označujeme ji jako skořepinu ohybovou. Obecně momentovou skořepinou se v podstatě může stát tenkostěnné těleso, které nespĺňuje předpoklady o membránové napjatosti. Pak je tedy nutné použít teorii momentových skořepin. Zmíněná situace může nastat za následujících podmínek:

- Body střednice dané skořepiny jsou vázané k jinému tělesu. Tím jsou u zmíněných bodů střednice omezeny jejich posuvy ve směru kolmém na střednicovou plochu případně jejich natočení.
- Výskyt skokových změn tuhostí. Což může být zapříčiněno nerovnoměrnou změnou tloušťky nebo skokovou změnou modulu pružnosti příslušného materiálu.
- Zlomy střednicových ploch.
- Skokové změny křivosti střednicové plochy neboli nerovnoměrná změna tvaru dané skořepiny.
- Nespojitosť zatížení, důsledkem působení osamělých sil, nebo jejich derivací.

Obecná rovinná napjatost

U tohoto posledního a nejsložitějšího typu napjatosti v tenkostěnných tělesech platí, že normální napětí σ_y , σ_z a smyková napětí τ_{yz} , τ_{zy} jsou v normálových řezech ψ_1 a ψ_2 rozložena lineárně, obecně s nenulovou hodnotou na střednicové ploše Γ , takže v Γ působí následující LVVÚ: n_y , n_z , m_y , m_z , m_{yz} , m_{zy} , \mathcal{T}_{yz} , \mathcal{T}_{zy} , \mathcal{T}_{yx} a \mathcal{T}_{zx} jak je uvedeno na obr. č. 21. Tenkostěnná tělesa s tímto typem napjatosti představuje obecná skořepina a stěnodeska. Střednicová plocha Γ ve svém výchozím, tedy nedeformovaném stavu, je u obecné skořepiny obecnou zakřivenou plochou, zatímco u stěnodesky představuje před deformací rovinou oblast a během deformace se už jedná také o obecnou zakřivenou plochu.



Obr. 21: Obecná rovinná napjatost [16]

8.3. Předpoklady pro lineární řešení tenkostěnných těles

Aby mohly být deformačně-napěťové stavy tenkostěnných těles popsány analyticky s použitím výše uvedených napětí a liniových výsledných vnitřních účinků, a tím tak řešení v lineární oblasti, musejí být dodrženy následující podmínky:

- Předpoklad kinematiky deformace tenkostěnných těles, kdy dle [17] platí Reissner-Mindlinova teorie skořepin, která je založena na předpokladu, že hmotná normála, jenž byla před deformací přímou a kolmou na střednici, zůstává i po deformaci přímou. A zároveň platí i Kirchhoffova teorie skořepin, která předpokládá, že ona hmotná normála je po deformaci nejen přímou, ale i kolmou na deformovanou střednici. Toto uvedené tvrzení vlastně vysvětluje deformační předpoklady tenkostěnných těles o přímosti a kolmosti normálových řezů střednicových ploch během deformace.
- Dále platí zmíněné napjatostní předpoklady, kdy normálná napětí σ_n ve směru kolmém na střednicovou plochu se považují za nepodstatná a pokládají se tak rovny nule.
- V případě válcových skořepin se předpokládají následující poměry poloměrů a tloušťek R/t za hodnoty větší než 10.
- Při deformaci tenkostěnných těles musí být průhyb střednice menší než hodnota tloušťky tenkostěnného tělesa v daném místě $w < t$.
- Lineární oblast také představuje tahové namáhání, neboť zatěžování tlakem vede k nelineárnímu chování.
- A na závěr stejně jako u každého lineárního řešení, se předpokládá tzv. Hookovský materiál, tedy materiál, který je lineárně pružný, izotropní a homogenní.

Při splnění všech uvedených předpokladů pak samotné řešení přímé úlohy pružnosti diferenciálním přístupem závisí na sestavení rovnic obecné pružnosti a vyjádření nezávislých posuvů. Zmíněné diferenciální rovnice obecné pružnosti lze rozdělit do tří hlavních kategorií:

- **Rovnice rovnováhy**

Ty popisují liniové výsledné vnitřní silové účinky na uvolněném elementu ve statické rovnováze.

- **Geometrické vztahy**

Tyto tzv. rovnice kompatibility, neboli také rovnice spojitosti popisují vztahy mezi posuvy a deformací.

- **Konstitutivní vztahy**

Vyjadřují závislost mezi napětími a deformacemi. K tomu je užitá zobecněná forma Hookova zákona ve třírozměrném prostoru. Zde se vychází z předpokladu malých deformací, kdy je maximální zkosení γ do 5° a maximální deformace do 1%. Samozřejmě se přitom bere v úvahu využití tzv. Hookovského materiálu. Zároveň také platí princip superpozice a celková deformace elementárního prvku v jednom směru je ovlivněna deformací v ostatních směrech dle Poissonova poměru.

8.4. Ztráta stability tenkostěnných konstrukcí

Z hlediska mechaniky těles řešená soustava splňuje podmínky tenkostěnnosti a lze ji tedy řešit jako sestavu tenkostěnných těles. Avšak dané řešení problému už nevyhovuje všem výše uvedeným podmínkám pro řešení v lineární oblasti. Mimo jiné daná tenkostěnná konstrukce ostruhy byla namáhána na tlak, a to vedlo k nelineárnímu chování v podobě tzv. bucklingu a s tím spojených velkých deformací střednicové plochy ostruhy.

Ke ztrátě stability neboli k tzv. bucklingu u tenkostěnných konstrukcí, složených z prutů, stěn či skořepin, mohou vést právě ony zmiňované tlakové hodnoty osových a membránových složek napětí. Jedná se o okamžik, ve kterém dochází k meznímu stavu deformační stability, kdy se výchozí geometrická konfigurace stává nestabilní, a tudíž přechází do nové stabilní geometrické konfigurace. Daný přechod je zpravidla spojen kromě přerozdělení napětí také s velkými, funkčně nepřipustnými deformacemi a ztrátou únosnosti celé konstrukce nebo její části. Z energetického hlediska lze celý jev označit jako přeměnu akumulované energie napjatosti membránových složek napětí v energii napjatosti ohybových složek napětí. Jelikož membránová tuhost a tuhost ohybová jsou u tenkostěnných konstrukcí řádově rozdílné, je tento proces u tenkostěnných těles doprovázen již zmíněnými velkými deformací v podobě boulení střednicových ploch konstrukce. [18]

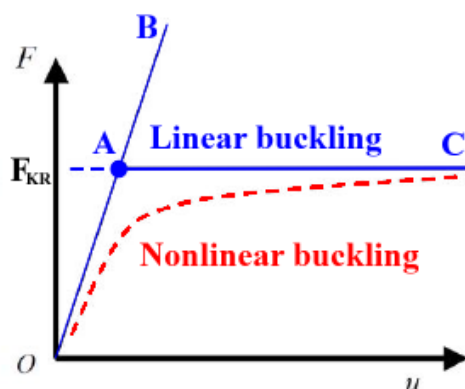
Analýza, při které řešíme zmíněnou ztrátu stability, se označuje jako stabilitní analýza neboli anglicky buckling analysis. Cílem této analýzy je většinou zjistit limitní zatížení, neboli kritickou sílu, při které dojde ke ztrátě stability. Předmětem zájmu může být také zjištění změny tvaru konstrukce, při které dochází právě ke zmiňovanému přechodu z nestabilní do nové stabilní geometrické konfigurace. Třetí bod stabilitní analýzy může představovat i řešení postkritického chování konstrukce, které se například z bezpečnostních důvodů provádí za účelem zjištění, jak se bude daná

konstrukce chovat při ztrátě stability a jak velkou hodnotu energie je například ještě po ztrátě deformační stability schopná absorbovat.

V podstatě rozlišujeme dva kvalitativně odlišné případy ztráty stability a s tím spojené dva vzájemně rozdílné přístupy k řešení této deformační stability. Z tohoto důvodu jsou níže oba zmíněné případy více přiblíženy.

Linear buckling

Danou ztrátu deformační stability lze dokonce řešit i lineárně v rámci lineární stabilitní analýzy neboli anglicky linear buckling. V tomto případě se předpokládá ideální tvar, materiál i zatížení, které zajistí dokonalé osově či membránové zatěžování až do okamžiku ztráty stability. V tu chvíli se využívá tzv. Eulerovy kritické síly F_{KR} , při které dojde k oné zmiňované ztrátě stability při přechodu přes tzv. bod bifurkace (bod A na obr. č. 22). Bifurkace se projevuje náhlou změnou geometrické konfigurace, a to právě z hlediska rovnic rovnováhy na dvě teoreticky možné a vzájemně odlišné rovnovážné konfigurace. Jedná se tedy o tzv. rozdělení rovnováhy. Princip bifurkace lze lépe vidět na obr. č. 22, kdy se průběh reakční síly v závislosti na posuvu ve směru jejího působení po přechodu přes tzv. bod bifurkace nemění, anebo dochází v daném bodě ke zlomu a průběh je náhle jiný.



Obr. 22: Srovnání lineárního a nelineárního bucklingu [18]

Nonlinear buckling

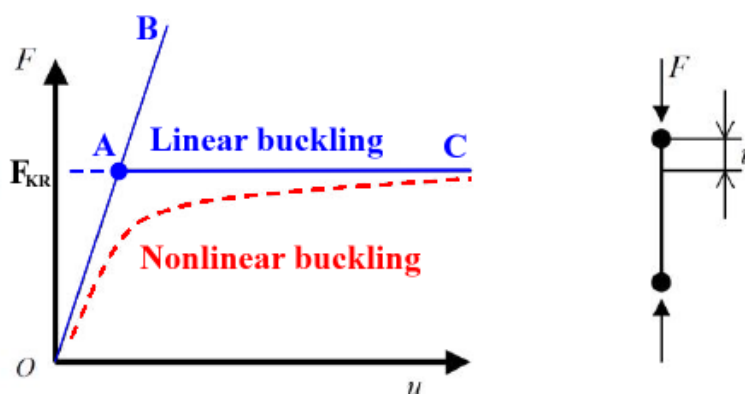
I když je reálná tenkostěnná konstrukce namáhána pouze membránově, nebude její chování nikdy odpovídat předešlému Eulerovskému řešení. Příčinu představuje počáteční působení příčného zatížení z důvodu počáteční přítomnosti příčných sil. Dané působení pak do membránové napjatosti zavádí nečekaný přídavný ohyb. Tato odchylka od dokonalosti se označuje jako tzv. imperfekce neboli nepřesnost, která odlišuje právě učebnicový příklad osového zatěžování přímého prutu od reálných úloh, kde se nepřesnosti vyskytují vždy. Ty se mohou týkat nejen odchylek od ideální geometrie, ale také zatížení, vazeb či materiálu. Výsledkem je pak kvalitativní změna odezvy v podobě nelineárního průběhu reakční síly v závislosti na posuvu ve směru jejího

působení, který nevykazuje bifurkační chování a je popsán jedinou hladkou křivkou. Celý průběh se pak v limitě blíží oné kritické síle z prvního výše uvedeného případu. Jedná se zde tedy o nelineární problém a napjatost má od samého počátku nejen membránové, ale i ohybové složky LVVÚ. Daný jev lze proto nazvat jako nelineární ztráta stability neboli anglicky nonlinear buckling. Porovnání bifurkačního a nelineárního chování lze najít na obr. č. 22.

Odezvu konstrukce na pokračující zatěžování po ztrátě deformační stability, tedy z hlediska lineárního bucklingu za bifurkačním bodem, nazýváme postkritickým chováním. A právě podle směrnice zatěžovací dráhy za bifurkačním bodem se rozlišují tři základní případy postkritického chování:

- **Indiferentní postkritické chování**

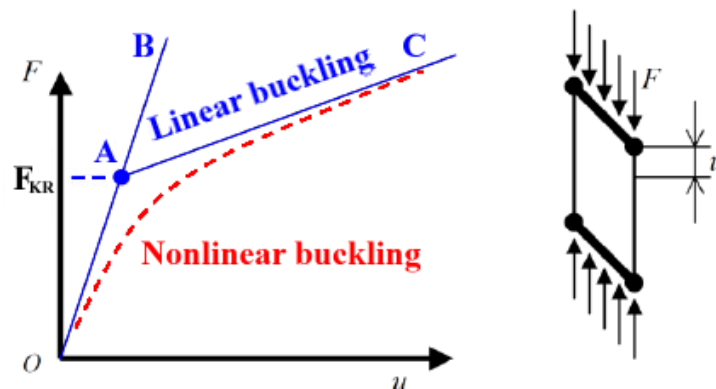
První případ je typický pro Eulerovské řešení osově zatížených přímých prutů, tedy u ztráty vzpěrné stability prutů. Směrnice k postkritické větvi AC zatěžovacího diagramu na obr. č. 23 má nulovou hodnotu. Jelikož je tedy derivace této části průběhu nulová, pak nelze deformaci na základě zatížení jednoznačně určit. Z tohoto důvodu se daný stav označuje jako indiferentní rovnováha, neboli indiferentní postkritické chování.



Obr. 23: Indiferentní postkritické chování u přímého prutu [18]

- **Stabilní postkritické chování**

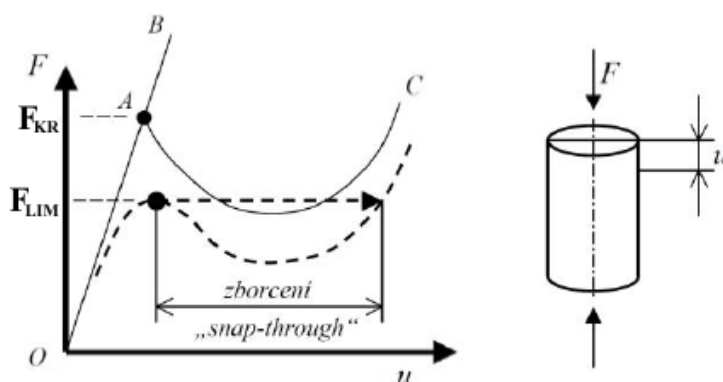
Druhý případ představuje chování rovinné stěny. Jelikož je dle obr. č. 24 směrnice větve AC zatěžovacího diagramu pozitivní, charakterizuje tím u rovinné stěny konstrukci schopnou přenášet zatížení i větší než bylo kritické zatížení, při kterém došlo ke ztrátě stability, a to bez úplného kolapsu neboli zborcení. Vzniklé vybočení neboli boulení se pak zvyšuje s dalším nárůstkem deformace, která roste pouze se zvyšujícím se zatížením. Proto je dané postkritické chování stabilní.



Obr. 24: Stabilní postkritické chování u rovinné stěny [18]

• Snap-through

Poslední třetí případ se označuje anglickým termínem snap-through, který by šel přeložit jako zborcení. Jedná se o situaci, kdy je směrnice větve AC zatěžovacího diagramu dle obr. č. 25 negativní a tím se jedná o konstrukci, u které hrozí v okamžiku bifurkace náhlé zhroucení neboli k náhlá ztráta únosnosti celé konstrukce. Ve skutečnosti však u reálných tenkostěnných konstrukcí s membránovým namáháním existuje jisté limitní zatížení F_{LIM} , které jsou schopny dané konstrukce staticky přenášet. A až po jeho překročení statická rovnováha najednou přestane platit a konstrukce se neomezeně deformuje neboli, jak už bylo uvedeno, dochází k náhlému zhroucení. Stejně tak ukazuje obr. č. 25, na kterém je patrné, že Eulerova kritická síla F_{KR} , získaná právě z lineární stabilitní analýzy bez uvažování imperfekcí, představuje velmi špatný a nekonzervativní odhad zmiňovaného skutečného limitního zatížení F_{LIM} reálného případu s imperfekcemi, při kterém ve skutečnosti už dříve dojde ke ztrátě deformační stability. Tento případ postkritického chování je typický pro axiálně zatěžované válcové skořepiny, nízko klenuté oblouky s velkým rozpětím a ploché skořepinové vrchlíky. Stejně tak zmíněné chování samozřejmě s nelineárním průběhem vykazuje i analyzovaná ostruha letounu L410 NG.



Obr. 25: Zborcení u axiálně zatížené válcové skořepiny [18]

9. MKP

Metoda konečných prvků známá rovněž pod anglickým označením FEM představuje v současné době nejrozšířenější matematický nástroj pro řešení nejrůznějších inženýrských úloh. V podstatě se jedná o numerickou simulaci fyzikálních jevů. Spolu s dalšími matematickými metodami, kterými jsou například: metoda konečných objemů, metoda hraničních prvků či metoda konečných diferencí, usnadňuje například výpočty deformačně-napětových analýz nebo teplotně-napětových analýz. Dále také umožňuje provést simulaci jevů elektromagnetismu, proudění tepla či proudění tekutin a to včetně jejich interakcí s pevnými tělesy. Nebo v oblasti dynamiky pak pomáhá určit vlastní frekvence s příslušnými vlastními tvary v rámci kmitání. Ačkoliv historie zmíněné metody konečných prvků sahá až do 50. let 20. století a tudíž princip výpočtu je již dlouhou dobu znám, teprve až s rozvojem výpočetní techniky našla tato metoda své praktické uplatnění. V dnešní době existuje a neustále se vyvíjí řada programů na bázi MKP. Mezi nejpopulárnější z daných řad FEA programů patří ANSYS, ABAQUS a NASTRAN. Asi nebude překvapením, že každý z uvedené trojice nejznámějších softwarů pracujících na bázi MKP je dnes vyvíjen a vlastněn jinou společností, které si vzájemně konkurují a to napříč všemi inženýrskými službami. Nicméně daná trojice programů hravě zvládne, jak lineární, tak nelineární přímé úlohy mechaniky. Nicméně u nelineárních výpočtů může nastat vlivem špatného počátečního nastavení analýzy problém s konvergencí.

V rámci numerické simulace jakéhokoliv problému prostřednictvím MKP se celý proces analýzy dělí na tři základní části:

- **PREPROCESSING**

Tato fáze představuje v podstatě celkové nachystání a nastavení analýzy pro výpočet. Daná fáze zahrnuje nadefinování materiálových vlastností, tvorbu či úpravu geometrie, vytvoření konečnoprvkové neboli FE-sítě a celkové dokončení FE-modelu v podobě nastavení kontaktů, okrajových a počátečních podmínek, ale také nastavení řešiče neboli výpočtu pro danou analýzu. Tuto část lze celou provést ve speciálních preprocessorových programech k tomu určených, jako je například ANSA a MSC Patran, nebo v GUI programů ANSYS či ABAQUS CAE.

- **SOLUTION**

Zde se jedná přímo už o řešení daných numerických úloh. Mezi tzv. řešiče patří například ANSYS, ABAQUS, MSC Marc, MSC Nastran, LS-DYNA nebo Pam-Crash.

- **POSTPROCESSING**

Poslední třetí fázi je prohlížení a vyhodnocování výsledků z dané analýzy. Tuto část lze provádět ve speciálním tentokrát postprocessorovém programu k tomu určeném, kterým je například META nebo opět v GUI programů ANSYS či ABAQUS CAE.

9.1. Podstata MKP

Analytické metody obecné pružnosti jsou založeny na diferenciálním a integrálním počtu. Zatímco matematická metoda v podobě MKP se řadí v mechanice mezi metody variační, které vycházejí z variačních principů. V případě deformační varianty MKP se jedná o Lagrangeův variační princip, jenž je formulován následovně:

„Mezi všemi funkcemi posuvů, které zachovávají spojitost tělesa a splňují geometrické okrajové podmínky, se realizují ty, které udílejí celkové potenciální energii Π stacionární hodnotu. [19]“

Literatura [19] také dokazuje, že uvedená stacionární hodnota existuje, je jednoznačná a představuje zároveň minimum zmíněné celkové potenciální energie Π . Minimum daného funkcionálu, tedy celkové potenciální energie tělesa Π , totiž určuje skutečný tvar deformovaného tělesa. Toto hledané minimum funkcionálu Π nám umožňují zmíněné matematické variační metody najít.

Obecně pojem funkcionál představuje zobrazení mezi množinami čísel, tedy jakési pravidlo, podle něhož lze přiřadit funkci na jejím definičním oboru nebo její části nějakou číselnou hodnotu. Příkladem je určitý integrál funkce.

Celková potenciální energie tělesa Π je definována jako rozdíl energie napjatosti tělesa W a potenciální energie vnějšího zatížení P :

$$\Pi = W - P \quad (1)$$

Kdy pro energii napjatosti tělesa W platí:

$$W = \frac{1}{2} \int_{\Omega} \bar{\sigma}^T \bar{\varepsilon} dV \quad (2)$$

A pro potenciál vnějšího zatížení P platí:

$$P = \int_{\Omega} \bar{u}^T \bar{o} dV + \int_{\Gamma_{\rho}} \bar{u}^T \bar{p} dS \quad (3)$$

Ve výše uvedených vztazích vystupují následující sloupcové matice:

- | | |
|-----------------------|--|
| • posuvů | $\bar{u}^T = [u, v, w]$ |
| • přetvoření | $\bar{\varepsilon}^T = [\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}]$ |
| • napětí | $\bar{\sigma}^T = [\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}]$ |
| • objemového zatížení | $\bar{o}^T = [o_x, o_y, o_z]$ |
| • plošného zatížení | $\bar{p}^T = [p_x, p_y, p_z]$ |

Dále je v [19] uvedeno, že „celková potenciální energie tělesa Π je obecně závislá na spojitých funkcích u , v , w , proměnných x , y , z , z nichž každá reprezentuje nekonečné množství hodnot v nekonečně mnoha bodech řešené oblasti. Abychom úlohu mohli řešit numericky, je nutno každou z funkcí vyjádřit v závislosti na konečném počtu parametrů. V deformační variantě MKP se aproximační funkce posuvů vyjadřují přibližně jako součet předem daných, známých funkcí $N_i(x, y, z)$, $N_j(x, y, z)$ a $N_k(x, y, z)$, označovaných jako tzv. báze funkce. Ty jsou násobeny neznámými koeficienty u_i , v_j , w_k , které fyzikálně představují složky posuvů v uzlových bodech sítě:

$$u(x, y, z) = \sum_{i=1}^l N_i(x, y, z) \cdot u_i ; v(x, y, z) = \sum_{j=1}^m N_j(x, y, z) \cdot v_j ; w(x, y, z) = \sum_{k=1}^n N_k(x, y, z) \cdot w_k \quad (4)$$

Dosazením této aproximace do výrazu pro celkovou potenciální energii (1) přejdeme od vyjádření funkcionálu $\Pi(u, v, w)$, závislého na funkcích, k vyjádření $\Pi(u_1, u_2, u_3, \dots, w_n)$ závislého na konečném počtu parametrů. Podmínka stacionární hodnoty Π pak vede na soustavu rovnic pro určení těchto neznámých parametrů:

$$\left. \begin{array}{l} \frac{\partial \Pi}{\partial u_1} = 0 \\ \vdots \\ \frac{\partial \Pi}{\partial w_n} = 0 \end{array} \right\} \rightarrow u_1, u_2, \dots, w_n \quad (5)$$

Řešením soustavy získáme parametry u_1, u_2, u_3, \dots a tím i aproximace hledaných funkcí posuvů dle (4). Pro MKP je typický způsob konstrukce báze funkcí, které jsou definovány vždy jen na malé podoblasti řešeného tělesa.“ [19]

Skutečná podstata MKP tedy spočívá v diskretizaci spojitého kontinua, kdy je řešená oblast rozdělena na konečný počet podoblastí neboli prvků, které spojitě a jednoznačně danou oblast vyplňují. Každý prvek neboli element pak obsahuje určitý počet uzlů neboli nodů. Dané uzly pak představují body, v nichž se hledají neznámé parametry řešení. Vytvořené prvky s uzly pak tvoří tzv. konečnoprvkovou síť. U deformační varianty MKP jsou neznámými parametry posuvy. Hlavní myšlenkou MKP je pak volba vhodných báze funkcí pro nejpřesnější aproximaci pole zmíněných posuvů. Báze funkce se pak po částech, jejichž hranice jsou vymezeny prostřednictvím uzlů jednotlivých prvků, jednoduše integrují. Nebo z důvodu vyšších stupňů aproximačních polynomů báze funkcí je nutno využívat složitější numerické integrace prvkových matic.

Minimalizací zmíněného funkcionálu Π dle Lagrangeova variačního principu lze potom získat základní rovnici MKP:

$$\mathbb{K} \cdot \mathbb{U} = \mathbb{F} \quad (6)$$

Kde \mathbb{K} je celková neboli globální matice tuhosti, \mathbb{U} představuje globální matici deformačních parametrů a nakonec \mathbb{F} je celková matice zatížení.

9.2. Nelineární úlohy mechaniky v MKP

Řešením lineárních úloh si pouze zjednodušíme a idealizujeme reálný problém. Ten však ve skutečnosti v podstatě vždy vykazuje nelineární chování. Nicméně významný vývoj výpočetních metod a techniky s rozvojem nelineárních výpočetních modelů nám umožňuje zmíněné chování lépe zachytit a řešit tak komplexní, složitější a reálnější problematiku, jako je například nelineární chování materiálu, velké deformace objektu, kontaktní úlohy nebo rychlé přechodové děje. V dnešní době lze tedy díky nelineárnímu řešení přesněji popsat a nasimulovat skutečné chování daných konstrukcí.

U nelineárních typů úloh se základní rovnice rovnováhy MKP na rozdíl od rovnice lineárního výpočtu MKP (6) vyznačuje proměnnou maticí tuhosti $\mathbb{K}(u)$, která není konstantní a je funkcí neznámých parametrů. U potom představuje odezvu na zatížení \mathbb{F} . Zmíněná rovnice MKP má pak následující tvar:

$$\mathbb{K}(u) \cdot \mathbb{U} = \mathbb{F} \quad (7)$$

Výše uvedenou nelineární soustavu rovnic lze řešit následujícími iteračními metodami:

- **Metoda přímé iterace**

Jedná se o metodu sečen, která vyžaduje mnoho iterací.

- **Newton-Raphsonova metoda**

Metoda tečen, jejíž podstatou je aktualizace matice tuhosti a tím zmenšování rozdílu tzv. rezidua v každém iteračním kroku za účelem konvergence k výslednému řešení.

- **Modifikovaná Newton-Raphsonova metoda**

Modifikovaná vylepšená verze metody předešlé sice pomaleji konverguje, ale za to představuje menší časovou náročnost iterací. Danou metodu lze urychlit následujícími metodami, jenž se vzájemně od sebe odlišují způsobem tvorby matice tuhosti. Jedná se o metodu počáteční matice tuhosti, kdy se zmíněná matice tuhosti neaktualizuje a je v každém iteračním kroku stále stejná, a metodu tečné matice tuhosti, kde se v každém iteračním kroku vytváří nová matice tuhosti. Většinou se používá kombinace obou uvedených metod. Dokud výpočet konverguje, využívá se stále stejná tečná matice tuhosti.

Existují tři hlavní příčiny nelineárního chování reálných konstrukcí. Jedná se o nelinearity geometrické, jež zahrnují velké posuvy a velká přetvoření, dále o materiálové nelinearity a o nelinearitu, kterou představuje kontakt. Jelikož se v mnou řešené soustavě vyskytují současně všechny výše uvedené typy nelinearit, budou dále tyto příčiny nelineárního chování více přiblíženy.

9.2.1. Geometrická nelinearita

V lineární mechanice kontinua předpokládáme, že deformace neboli přetvoření, tedy z pohledu MKP posunutí a natočení uzlů, jsou dostatečně malá neboli tzv. infinitezimální. Lze tak zanedbat vliv změn v geometrické konfiguraci tělesa či konstrukce. V lineární oblasti je tedy velikost deformace omezena. Podmínky rovnováhy se formulují na nedeformované geometrické konfiguraci tělesa a tím jsou geometrické rovnice udávající vztah mezi posuvy a deformacemi lineární. V případě velkých posuvů se však rovnice rovnováhy sestavují na deformované geometrické konfiguraci tělesa. Zdrojem geometrické nelinearity se pak stávají právě vzniklé nelineární geometrické rovnice. Příčinu geometrické nelinearity tedy představují velké posuvy nebo velká přetvoření neboli deformace, které jsou však vždy doprovázeny velkými posuvy.

- **Velké posuvy**

Velké posuvy pochopitelně výrazně mění výchozí geometrickou konfiguraci tělesa. Změna geometrie má pak vliv na tuhost a následné chování celé konstrukce. U velkých posuvů je proto velmi důležité rozlišovat výchozí nedeformovanou a deformovanou geometrickou konfiguraci. Toto rozlišení má právě vliv na matici tuhosti, jež se v nelineární oblasti stává funkcí posuvů, u kterých je právě důležité vědět, zda jsou v dané situaci zanedbatelné vůči změně geometrie nebo nikoliv.

- **Velké přetvoření**

V případě malých přetvoření, kdy hodnota deformace nepřesahuje 1%, lze zanedbat kvadratické členy v geometrických rovnicích a tím jsou vztahy mezi posuvy a deformacemi lineární. V lineární oblasti lze pak pro popis deformace použít tzv. inženýrský tenzor přetvoření:

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial X_j} + \frac{\partial u_j}{\partial X_i} \right) \quad (8)$$

Nicméně ve skutečnosti u reálných konstrukcí nabývají zmíněné nelineární členy v geometrických rovnicích takových hodnot, že je nelze zanedbat. Z tohoto důvodu se zavádění jiné příslušné definice míry deformace. Jak už bylo uvedeno, velké přetvoření se často vyskytují v inženýrských úlohách spolu s velkými deformacemi.

9.2.2. Materiálová nelinearita

Lineární řešení úloh obecné pružnosti předpokládá materiál, jehož chování lze popsat Hookovým zákonem jako lineární závislost mezi napětím a přetvořením. V reálném světě však skutečné materiály vykazují nelineární chování, tedy nelineární

odezvu deformace na působící zatížení označovanou též jako konstitutivní závislost, jež byla materiálu konstituována samotnou přírodou. Materiálovou nelinearitu taktéž představuje i citlivost daného chování materiálu na další veličiny, kterým je například teplota nebo čas, jako závislost na historii nebo rychlosti zatěžování. Jelikož danou materiálovou nelinearitu nelze popsat lineárním Hookovým zákonem, je potřeba využít dalších speciálních konstitutivních vztahů pro popis daného nelineárního chování materiálu. Avšak i tyto konstitutivní vztahy mají do značné míry zjednodušený matematický popis skutečného chování reálných materiálů. Nicméně v inženýrské praxi jsou modely materiálu tvořeny prostřednictvím zmíněných konstitutivních modelů, které matematicky a graficky popisují tyto konstitutivní závislosti, tedy vlastně závislosti mezi tenzory přetvoření a tenzory napětí.

Nejpoužívanějšími konstitutivními modely jsou například:

- **Lineárně elastický materiál**
 - Izotropní, ortotropní nebo anizotropní materiály
- **Elasto-plastický materiál**
 - Elastická a plastickou deformace bez zpevnění nebo se zpevněním
- **Tuhoplastický materiál**
 - Elastická deformace zanedbatelná oproti deformaci plastické
- **Viskoelastický materiál**
 - Závislost napětí a deformace je mimo jiné funkcí času
- **Hyperelastický materiál**
 - Velké elastické deformace
- **Ideální tuhá látka**
 - Má nekonečně velký odpor proti změně tvaru
- **Ideální kapalina**
 - Má nulový odpor proti změně tvaru
 - Má však nekonečně velký odpor proti změně objemu (nestlačitelná)
- **Ideální plyn**
 - Má nulový odpor proti změně tvaru
 - Má nedostatečný odpor proti změně objemu, tudíž je stlačitelný

9.2.3. Kontakt

Třetí typ nelinearity představuje změna okrajových podmínek v průběhu řešení dané úlohy. Kontaktní úlohy mohou být stacionární, kdy se v průběhu zatěžování nemění rozsah stykových ploch, anebo nestacionární, kde se naopak v průběhu zatěžování rozsah stykových ploch mění, což má za následek například změnu kontaktní napjatosti. Mezi nejběžnější přístupy k řešení kontaktů v MKP patří:

- **Pokutový přístup**

Podstata této metody anglicky označované jako „Penalty Algorithm“ spočívá ve skokové změně v kontaktní tuhosti, která závisí na kinematických poměrech kontaktu. Vychází se zde z prvotního rozložení posuvů, u kterých se dále řeší, jestli u nich došlo ke kontaktu či nikoliv. Pro aktivování kontaktu je vyžadovaná mírná penetrace, tedy vzájemné proniknutí stykových ploch přes sebe. Kontaktní tuhost v podobě normálové tuhosti k_n si každý řešič MKP na počátku volí sám v závislosti na tuhosti okolních materiálů. U dané metody lze však zmíněnou tuhost ručně měnit. Nicméně tato možnost představuje nebezpečí v podobě problému s konvergencí při výpočtu nebo naopak velké penetrace a tím nereálné kinematiky daných kontaktů.

- **Metoda Lagrangeových multiplikátorů**

Tato metoda představuje užití multiplikátorů pro popis kontaktních tlaků v místě styku mezi jednotlivými uzly. Daná metoda s anglickým označením „Lagrange multiplier method“ je založená na přesném splnění podmínky vzájemného nepronikání kontaktních povrchů. Nezadává se zde žádná kontaktní tuhost.

- **Kombinace pokutového přístupu a Lagrangeových multiplikátorů**

Jedná se o metodu vzájemně kombinující metody předešlé. U dané metody s označením „Augmented Lagrange“ se zadává, jak hodnota počáteční kontaktní tuhosti v podobě k_{n0} , tak velikost maximální dovolené hodnoty penetrace.

Kontaktní prvky se v rámci implicitní formulace MKP vždy zadávají na hranice stykových ploch diskretizovaného modelu. Existují tři kontaktní algoritmy:

- 1) **NODE-TO-NODE** = uzel na uzel má menší využití a navíc přitom často vznikají velké gradienty napětí.
- 2) **NODE-TO-SURFACE** = uzel na plochu má využití například u kontaktu dokonale tuhé tzv. rigid plochy a s jakoukoliv oblastí FE-modelu.
- 3) **SURFACE-TO-SURFACE** = plocha na plochu představuje nejrozšířenější, nejuniverzálnější a zároveň nejstabilnější algoritmus k řešení kontaktu.

V podstatě se zadávají dva typy kontaktu, které tvoří kontaktní pár. Jedná se o:

- 1) **TARGET (Ansys) či MASTER (Abaqus)**
 - Jedná se tedy o prvek zadávající se většinou k tužšímu tělesu (rigid).
- 2) **CONTACT (Ansys) či SLAVE (Abaqus)**
 - Daný prvek se zase zadává především k poddajnějšímu tělesu (flexible).

Nicméně dané pravidlo nemusí být vždy striktně dodrženo. Například existuje symetrický kontakt, v podobě možnosti SYMMETRICAL contact, kdy platí, že na obou površích jsou MASTER i SLAVE. Stejně tak netřeba zvlášť vybírat kontaktní plochy, neboť například program ABAQUS umí v rámci nastavení GENERAL contact sám rozpoznat kontaktní plochy a přidělit jim tak zmíněný symetrický kontaktní pár.

9.2.4. Řešení ztráty stability tenkostěnných konstrukcí

Nelineární problém v MKP taktéž představuje řešení deformační ztráty stability tenkostěnných konstrukcí. Metodou konečných prvků lze řešit, jak lineární, tak nelineární buckling.

V případě lineární ztráty stability se daný problém nejprve řeší jako statická lineární úloha pro vyvolání membránového stavu napjatosti. Během tohoto prvotního výpočtu je ze zmíněného stavu napjatosti nutné sestavení tzv. napěťové matice tuhosti \mathbb{K}_σ . Tato matice bývá taktéž označována jako geometrická matice tuhosti, matice počátečních vnitřních sil nebo také jako matice počátečních napětí. Napěťová matice tuhosti \mathbb{K}_σ vyjadřuje vliv velikosti osových sil respektive membránových napětí na tuhost konstrukce. S vygenerovanou maticí \mathbb{K}_σ se tak bude velikost příčné deformace tenkostěnných těles neboli průhyb odvíjet, jak od osového či membránového zatížení, tak od příčného zatížení. Dalo by se tvrdit, že tímto postupem zavádíme do modelu vliv předepnutí nebo také vliv imperfekcí, byť se bude stále jednat o lineární buckling. Výsledná rovnice MKP s uvedenou maticí má pak následující tvar:

$$(\mathbb{K} + \mathbb{K}_\sigma) \cdot \mathbb{U} = \mathbb{F} \quad (9)$$

Po sestavení napěťové matice tuhosti \mathbb{K}_σ pomocí prvotního lineárního výpočtu následuje fáze druhá a tou je řešení vlastních čísel. Při této druhé a opět lineární analýze se využívá možnosti linearizovat závislost napěťové matice tuhosti \mathbb{K}_σ na velikost vnější zatěžující referenční síly:

$$(\mathbb{K} + \lambda \cdot \mathbb{K}_\sigma) \cdot \mathbb{U} = \lambda \cdot \mathbb{F}_0 \quad (10)$$

Daná analýza pak vede na řešení zobecněného vlastního problému, kdy se sestaví a následně vyřeší níže uvedená rovnice:

$$(\mathbb{K} + \lambda \cdot \mathbb{K}_\sigma) \cdot \tilde{\mathbb{U}} = 0 \quad (11)$$

Cílem je určení skalárního multiplikátoru λ referenčního zatížení F_0 . Postačí zjištění pouze nejnižší hodnoty vlastního čísla λ_1 , neboť výsledná Eulerova kritická síla se vypočte pomocí prvního vlastního čísla jako jeho součin se zadanou hodnotou referenční síly dle níže uvedeného vztahu:

$$F_{KR} = \lambda_1 \cdot F_0 \quad (12)$$

Na druhou stranu v rámci nelineární stabilitní analýzy hledané limitní zatížení F_{LIM} , které má reálnému chování tenkostěnných konstrukcí při jejich ztrátě deformační stability daleko blíže, určíme za pomoci kvazistatické numerické simulace nelineárního bucklingu. Zmíněnou kvazistatickou analýzu lze za určitých opatření provést využitím explicitního přístupu MKP. Danou hodnotu F_{LIM} pak lze už jen lehce odečíst z výsledné závislosti reakční síly na posuvu ve směru působení dané síly.

9.3. MKP v dynamice

Na základě principu virtuálních prací a za předpokladu rovnovážného stavu, kdy součet virtuálních, vnějších a setrvačných sil je roven nule, lze odvodit následující vztah:

$$m_e \ddot{u}_e = f_e^{int} - f_e^{ext} \quad (13)$$

Jak už dolní index napovídá, výše uvedená rovnice rovnováhy se vztahuje k prvku. Využitím maticového počtu pak všechny rovnice rovnováhy pro jednotlivé prvky (13) lze přes všechny prvky složit a tím získat globální matici dynamické rovnováhy v maticové podobě diskretizovanou pomocí MKP (14).

$$\mathbb{M}\ddot{\mathbf{u}} = \mathbb{F}^{ext} - \mathbb{F}^{int} \quad (14)$$

Kde: \mathbb{M} - je globální matice hmotnosti
 $\ddot{\mathbf{u}}$ - je globální vektor uzlových zrychlení
 \mathbb{F}^{ext} - je globální vektor vnějších sil
 \mathbb{F}^{int} - je globální vektor vnitřních sil

Nutno podotknout, že výše uvedená rovnice vyjadřující rovnováhu celého systému platí pouze v případě nestacionárního, tedy časově proměnného neboli závislého na čase, dynamického problému bez tlumení. Tato odvozená pohybová rovnice představuje soustavu libovolných nelineárních parciálních diferenciálních rovnic závislých na čase. Jelikož zmíněné rovnice nelze obecně řešit analyticky, je třeba použít řešení numerické. Podstata řešení dynamického problému MKP spočívá ve výpočtu neznámých zrychlení, rychlostí a posuvů v uzlech prvků. Za účelem zjištění těchto neznámých parametrů daná metoda používá numerickou integraci. A právě dle způsobu časové integrace výše uvedených pohybových rovnic rozlišujeme dva základní přístupy MKP, kterými jsou implicitní a explicitní formulace MKP.

9.3.1. Implicitní formulace MKP

U implicitní metody získáváme zmíněné neznámé parametry v čase t_{n+1} z pohybových rovnic počítaných právě pro onen stejný časový krok t_{n+1} . Od toho se odvíjí i název „implicitní“ formulace MKP. Základní pohybová rovnice pak vypadá následovně:

$$\mathbb{M}\ddot{\mathbf{U}}_{n+1} + \mathbb{C}\dot{\mathbf{U}}_{n+1} + \mathbb{K}\mathbf{U}_{n+1} = \mathbb{F}_{n+1} \quad (15)$$

Kde: \mathbb{M} - je globální matice hmotnosti
 $\ddot{\mathbf{U}}$ - 2. derivace matice posuvů => matice uzlových zrychlení
 \mathbb{C} - je globální matice tlumení
 $\dot{\mathbf{U}}$ - 1. derivace matice posuvů => matice uzlových rychlostí

\mathbb{K} - je globální matice tuhosti

\mathbb{U} - matice posuvů v uzlech

\mathbb{F} - matice zatížení

Řešení výše uvedeného implicitního algoritmu po úpravách vede k výslednému vztahu:

$$\hat{\mathbb{K}}\mathbb{U}_{n+1} = \hat{\mathbb{F}} \quad (16)$$

Kdy při zanedbatelných velikostech setrvačných sil lze ze soustavy vypustit globální matici hmotnosti \mathbb{M} a problém tak v podstatě přejde v řešení statické úlohy. Daná metoda však pracuje s globální maticí tuhosti, která se v každém časovém kroku sestavuje a provádí se její inverze, což představuje opravdu velmi velkou náročnost na výpočetní čas. Daná matematická operace s maticí tuhosti si pak vyžaduje i velkou operační paměť počítače RAM. Tento problém je eliminován jen v případě lineárního řešení. Výhodu této implicitní metody představuje její nepodmíněná stabilita, kdy je řešení stabilní bez ohledu na volbu délky časového kroku Δt . Pro nestabilní chování je typické naprosté zkolabování výpočtu během několika prvních časových kroků. Jelikož se u tohoto typu výpočtu objevuje často snaha o aplikaci co nejdelších časových kroků, je nezbytnou nutností uskutečnit v rámci každých časových kroků iterace a to tak, aby byly s dostatečnou přesností splněny pohybové rovnice právě v každém časovém okamžiku. Z tohoto důvodu se v rámci implicitní formulace MKP využívá pro nelineární výpočet přírůstková neboli iterační modifikovaná Newton-Raphsonova metoda. A to právě představuje spolu se zmíněnými velkými nároky na výpočetní čas hlavní nevýhody implicitního algoritmu. Daná metoda je sice oficiálně tzv. nepodmíněně stabilní, ale volba délky časového kroku hraje i zde velkou roli. Neboť nevhodná délka časového kroku negativně ovlivní nejen přesnost, ale také hlavně konvergenci daného výpočtu. Neboť nestabilním chováním se v MKP rozumí zhroucení výpočtu vlivem nestability, tedy špatné či negativní degradace prvků, a nikoliv divergence, která na rozdíl od nestability u implicitní metody může nastat.

9.3.2. Explicitní formulace MKP

U explicitní metody se získávají hodnoty neznámých veličin v čase t_{n+1} z pohybových rovnic psaných pro předcházející časový krok t_n . Proto se také tento přístup označuje jako explicitní. Základní pohybová rovnice má pak následující tvar:

$$\mathbb{M}\ddot{\mathbb{U}}_n + \mathbb{C}\dot{\mathbb{U}}_n + \mathbb{K}\mathbb{U}_n = \mathbb{F}_n \quad (17)$$

Kde: \mathbb{M} - je globální matice hmotnosti

$\ddot{\mathbb{U}}$ - 2. derivace matice posuvů => matice uzlových zrychlení

\mathbb{C} - je globální matice tlumení

$\dot{\mathbb{U}}$ - 1. derivace matice posuvů => matice uzlových rychlostí

\mathbb{K} - je globální matice tuhosti

\mathbb{U} - matice posuvů v uzlech

\mathbb{F} - matice zatížení

Základní princip explicitní formulace MKP představuje v podstatě druhý Newtonův zákon akorát přepsaný do maticové podoby a definovaný v určitém časovém okamžiku. Neboť dle [20] dynamická rovnováha nastane, pokud je splněna následující rovnice (18), na kterou daná metoda vede.

$$\{a_t\} = [\mathbb{M}]^{-1} (\{F_t^{ext}\} - \{F_t^{int}\}) \quad (18)$$

kde $\{a_t\}$ značí vektor zrychlení v čase t , \mathbb{M} je matice hmotnosti, $\{F_t^{ext}\}$ udává vektor aplikovaných sil v čase t a $\{F_t^{int}\}$ představuje vektor vnitřních sil v čase t , pro který platí následující vztah:

$$\{F_t^{int}\} = \sum \left(\int_{\Omega} [\mathbb{B}]^T \{\sigma_n\} d\Omega + \{F^{hg}\} \right) + \{F^{cont}\} \quad (19)$$

kde výraz $\{F^{cont}\}$ značí vektor kontaktních sil, $\{F^{hg}\}$ je vektor tlumících sil hourglassingu, \mathbb{B} je prvková matice tvarových funkcí přetvoření a $\{\sigma_n\}$ představuje prvkovou matici vnitřních napětí.

Pro získání neznámých parametrů z rovnice (18) se v rámci explicitního přístupu používá metoda centrálních diferencí. Výpočet začíná v čase $t=0$ s časovým krokem Δt a následujícími počátečními podmínkami:

$$\{u(0)\} = u_0 \quad (20)$$

$$\{v(0)\} = v_0 \quad (21)$$

Zmíněnou metodou centrálních diferencí získáme následující rovnice, z nichž lze poté vyčíslit hledané posuvy a rychlosti:

$$\left\{v_{t+\frac{\Delta t}{2}}\right\} = \left\{v_{t-\frac{\Delta t}{2}}\right\} + \{a_t\} \frac{\Delta t_t + \Delta t_{t+\Delta t}}{2} \quad (22)$$

$$\{u_{t+\Delta t}\} = \{u_t\} + \left\{v_{t+\frac{\Delta t}{2}}\right\} \Delta t_{t+\Delta t} \quad (23)$$

Tím jsme získali vektory uzlových rychlostí $\{v\}$ v čase $t + \frac{\Delta t}{2}$ a vektory uzlových posunutí $\{u\}$ v čase $t + \Delta t$. Dále v každém následujícím časovém kroku $t_{t+\Delta t}$ dochází vždy ke změně geometrické konfigurace. Kdy přičtením posuvů $u_{t+\Delta t}$ k původní geometrické konfiguraci X_0 vznikne vždy geometrická konfigurace nová $X_{t+\Delta t}$.

$$\{X_{t+\Delta t}\} = \{X_0\} + \{u_{t+\Delta t}\} \quad (24)$$

Předchozí výše uvedené rovnice vyjadřují rovnováhu v uzlech a tím umožňují určit jejich posuvy, rychlosti a zrychlení. V dalších krocích se počítá změna přetvoření prvků dle z rychlosti deformace $\dot{\epsilon}$ a pomocí konstitutivních vztahů se stanoví napětí σ .

$$\sigma_{t+\Delta t} = f(\sigma_t, d\epsilon) \quad (25)$$

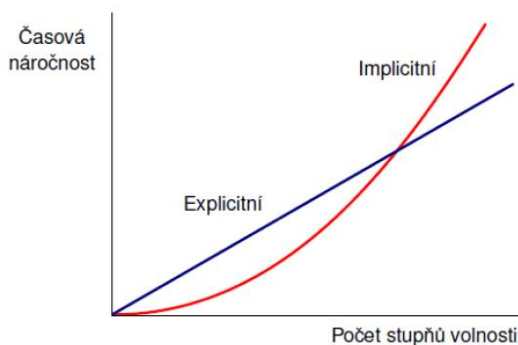
A tím se spočítá vektor vnitřních sil pro jednotlivé uzly. Tedy po sestavení nové geometrie, výpočtu změny přetvoření a výsledného napětí pro každý uzel a stanovení vektoru vnitřních sil v daném časovém kroku se veličiny s označením $t+\Delta t$ přeznačí na t a celý postup se opakuje do dalšího časového kroku, a to až do dosažení předem zvoleného času simulace.

Základní podstata explicitního přístupu MKP spočívá v nalezení neznámých parametrů v podobě uzlových posuvů, rychlostí a zrychlení v čase t_{n+1} ze znalostí jejich hodnot v předcházejícím časovém kroku t_n . A to díky tomu, že daná metoda předpokládá velmi malý zanedbatelný rozdíl mezi zmíněnými veličinami v časových okamžicích t_n a t_{n+1} , a zároveň jeho velmi malý vliv na přesnost výpočtu. To však platí pouze v případě dostatečně malého časového kroku Δt , což logicky vede k extrémně vysokému počtu kroků. Z tohoto důvodu je daná metoda vhodná především pro velmi krátké rychlé děje s výrazně nelineárním chováním.

Hlavní výhodou explicitního řešení představuje absence globální matice tuhosti, jejíž sestavení a následná inverze bere nejvíce výpočetního času, jako je tomu u implicitní formulace MKP. Avšak globální matici hmotnosti vzhledem k zanedbatelným setrvačným silám zde vypustit nelze. V takovém případě by se daný algoritmus stal nepoužitelným. Nicméně z důvodu soustředění veškeré hmotnosti v rámci této metody do uzlů jednotlivých prvků, se daná globální matice hmotnosti stává maticí diagonální a její inverze je tudíž triviální. Místo složitého řešení soustavy n -rovníc o n -neznámých, se zde soustava díky diagonální globální matici hmotnosti rozpadne na n vzájemně nezávislých samostatných rovnic. Ty se pak řeší samostatně, kdy lze z každé vyjádřit hledané neznámé už na úrovni prvků. A právě až na úrovni každého elementu se počítá teprve s tuhostí jednotlivého prvku. Jeden časový krok explicitního výpočtu je tak o několik řádů rychlejší než jemu odpovídající časový krok u implicitního algoritmu. Tudíž daná metoda představuje menší náročnost na operační paměť počítače RAM. Nicméně z důvodu velkého počtu cyklů probíhajících navíc současně jsou zde velké nároky na rychlost procesoru počítače. Navíc, jak lze vidět na obr. č. 26, počet operací explicitního řešiče roste u většiny úloh s počtem neznámých pouze lineárně. Zatímco u implicitního řešiče je závislost výpočetního času na počtu uzlů kvadratická. To však platí, v případě rovnoměrné sítě. Jelikož všechny nelinearity včetně těch kontaktních jsou zde zahrnuty do vektoru vnitřních sil, tak právě jeho stanovení při explicitních výpočtech trvá nejdéle, jak lze vidět v následující tabulce:

Tabulka 2: Příklad náročnosti jednotlivých operací [20]

OPERACE	CPU [%]
Inicializace	0,1
Vnitřní síly	74
Uzlové operace	13
Kontakty	12
Okrajové podmínky	0,9



Obr. 26: Porovnání náročností na výpočetní čas [20]

9.3.3. Volba časového kroku

Hlavní nevýhodu explicitní metody představuje její podmíněná stabilita. Kdy nejen pro stabilní výpočet, ale hlavně také pro stabilní a věrohodné výsledky, maximální velikost časového kroku nesmí překročit jeho kritickou hodnotu. Tu lze definovat jako čas potřebný k průchodu čela napěťové vlny nejmenším elementem konečnoprvkové sítě.

$$\Delta t \leq \Delta t^{crit} \quad (26)$$

V podstatě se tu jedná o Courant-Friedrichs-Levyho (CFL) podmínku, jejíž splnění zaručuje explicitnímu numerickému řešení jistou konvergenci. Daná CFL podmínka tedy říká, že délka časového kroku musí být tak velká, aby rozruch neboli napěťová vlna nestihla urazit vzdálenost větší, než je charakteristická délka nejmenšího elementu konečnoprvkové sítě a to v jediném časovém kroku.

Pro kritickou hodnotu časového kroku platí níže uvedené vztahy:

$$\Delta t^{crit} = \frac{2}{\omega_{max}} \quad (27)$$

Kde ω_{max} představuje nejvyšší vlastní frekvenci prvku, která je dána následujícím vztahem:

$$\omega_{max} = \frac{2c}{l} \quad (28)$$

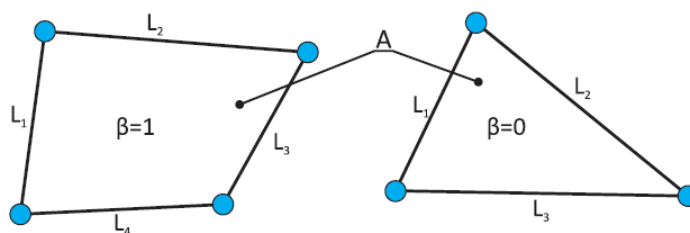
Kde c je rychlost šíření napěťové vlny v tělese a l pak představuje charakteristický rozměr prvku. Vztah pro výpočet rychlosti šíření napěťové vlny v tělese neboli rychlosti zvuku v daném materiálu se odvíjí také od toho, zda jde o jedno, dvou nebo tři dimenzionální prvek. Níže jsou uvedeny vztahy pro každý z nich:

$$c_{1D} = \sqrt{\frac{E}{\rho}}; \quad c_{2D} = \sqrt{\frac{E}{(1 + \mu^2)\rho}}; \quad c_{3D} = \sqrt{\frac{E(1 - \mu)}{(1 + \mu)(1 - 2\mu)\rho}}; \quad (29)$$

Kde E je modul pružnosti, ρ značí hustotu daného materiálu a μ představuje Poissonův poměr.

Stejně tak vztah pro výpočet charakteristického rozměru elementu se liší v závislosti na typu použitelného elementu. Například u nosníkového prvku typu beam charakteristický rozměr představuje pouhou délka elementu. V případě skořepinového prvku typu shell se používá pro výpočet charakteristického rozměru elementu následující vzorec:

$$l = \frac{(1 + \beta)A}{\max(L_1, L_2, L_3, (1 + \beta)L_4)} \quad [21] \quad (30)$$



Obr. 27: Charakteristické rozměry skořepinového prvku [21]

A jelikož diskretizovaný FE-model v mém případě obsahuje kromě skořepinových prvků i objemové prvky typu solid, tak uvedu dle [22] vztah pro výpočet charakteristického rozměru i pro tento 3-dimenzionální prvek:

$$l = \sqrt{\frac{2}{3}} \cdot \frac{V_{el}}{l_{max}^2} \quad (31)$$

Kde V_{el} značí objem nejmenšího elementu a l_{max} představuje nejdelší úhlopříčku nejmenšího elementu.

Nicméně pokud budeme dále uvažovat ten nejjednodušší prvek, tak po všech dosazení lze kritický časový krok vyjádřit jako:

$$\Delta t^{crit} = l \sqrt{\frac{\rho}{E}} \quad (32)$$

Z výše uvedeného vztahu je zřejmé, že velikost časového kroku a s tím spojená i rychlost výpočtu je přímo úměrná velikosti nejmenšího elementu a druhé odmocnině hustoty daného materiálu. Nepřímo úměrně pak závisí na druhé odmocnině tuhosti daného materiálu.

V rámci explicitního řešiče ABAQUS si lze nastavit časový krok, kterým se bude řešit po celou dobu výpočtu řídit a bude jej striktně dodržovat. Pak záleží vyloženě na uživateli, aby jeho volba časového kroku byla správná. Nicméně uživatel může také nechat automatický výběr časového kroku na řešiči. V takovém případě řešič zkontroluje všechny prvky FE-modelu a na základě charakteristického rozměru

a přiřazených materiálových charakteristik každému z prvků určí jednotlivé kritické časové kroky. Poté vybere nejmenší z nich a ten ještě před samotným výpočtem z důvodu stability sníží o 10%. Z toho vyplývá, že pokud konečnoprvková síť obsahuje byť jen jeden jediný výrazně menší prvek, tak se kvůli tomuto elementu podstatně prodlouží čas výpočtu. Z tohoto důvodu je velmi důležité v rámci explicitního řešení mít kvalitní pokud možno rovnoměrnou konečnoprvkovou síť s co nejmenšími vzájemnými rozdíly ve velikostech jednotlivých prvků.

9.3.4. Mass scaling

Avšak i přes přítomnost elementu s malou velikostí charakteristického rozměru v modelu lze explicitní výpočet urychlit, a to metodou zvanou mass scaling. Dle vztahu pro kritický časový krok (32) si lze všimnout, že velikost zmíněného časového kroku je přímo úměrná druhé odmocnině hustoty materiálu daného prvku, a tím vlastně i přímo úměrná druhé odmocnině hmotnosti daného prvku. Daná metoda tedy spočívá v umělém navázení problémového elementu a to tím, že přidá za účelem zvýšení zmiňované hmotnosti nefyzickou hmotu do uzlů problémového prvku. Tím zvýší hustotu materiálu daného prvku, sníží jeho nejvyšší vlastní frekvenci a také rychlost šíření napěťové vlny daným elementem. S hustotou se pak v rámci přímě úměrnosti zvýší hodnota kritického časového kroku. Pokud tedy bude tato hodnota větší, lze potom zvýšit i časový krok výpočtu a tím celý výpočet výrazně urychlit. Pokud není nastaveno jinak, tak v rámci explicitního řešiče ABAQUS je tato metoda aplikována pouze na ty elementy s výrazně menším charakteristickým rozměrem. Tedy u těch prvků, u kterých daný řešič vypočítal menší hodnotu kritického časového kroku, než byla u tohoto pravidla uživatelem předepsaná hodnota. Nicméně u rychlých dynamických jevů s ohledem na setrvačné síly může daná metoda představovat velký problém, neboť v případě časté aplikace této metody na větší množství prvků, v podobě zvyšování hustoty jim přiřazeného materiálu výrazně ovlivní setrvačné síly a tím logicky i přesnost výsledků. Z tohoto důvodu je doporučeno danou metodu používat u pomalejších dynamických úloh, kde se pohybuje hodnota kinetické energie řešené soustavy výrazně níže než její celková vnitřní energie. Ale i u pomalé kvazistatické analýzy může dané umělé navázení ovlivňovat celkovou tuhost modelu. Proto je nutné si ve finále hlídat tzv. energii či vnější práci mass scalingu, jako je tomu například u explicitního řešiče ABAQUS.

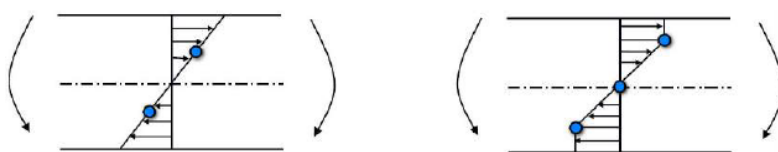
9.3.5. Numerická integrace prvků

V případě složitějších prvků s bázovými funkcemi s vyššími řády aproximačních polynomů nelze pro výpočet prvkových matic tuhosti a vektoru vnitřních sil provádět jednoduše integraci analytickým způsobem. Z toho důvodu se používá numerická integrace a to konkrétně integrace Gaussova. Podstata Gaussovy integrace spočívá v převedení výpočtu určitého integrálu funkce na součet jejích funkčních hodnot v určitých tzv. integračních bodech využitím vhodných speciálních Gaussových

kvadraturních vzorců, jejichž podoba je závislá právě na počtu integračních bodů daných elementů. Požadované přesnosti výpočtu se dosahuje násobením zmíněných funkčních hodnot váhovými koeficienty. Poloha integračních bodů se odvíjí od geometrie daných prvků. V daných bodech jsou počítána napětí, přetvoření, hustota, tlak a stejně tak se v nich vyhodnocuje energie. Rozlišujeme prvky s jednobodovou tzv. redukovanou integrací, kdy daný element obsahuje jen jeden Gaussův integrační bod, a prvky s vícebodovou integrací, kde se jedná o tzv. plně integrované elementy. Použití prvku s jedním integračním bodem představuje značnou úsporu výpočetního času. A právě z důvodu dané výhody se tyto prvky používají u explicitních výpočtů v rámci řešení silně nelineárních úloh doprovázených velkými deformacemi. Nevýhodu použití těchto elementů s jedním Gaussovým bodem představuje oproti plně integrovaným prvkům snížená numerická stabilita a možný výskyt velmi nežádoucího jevu zvaného hourglassing. Na druhou stranu plně integrované prvky nesmí být použity například u hyperelastických materiálů, a tedy nikdy tam, kde dochází k velkým deformacím, neboť výsledné hodnoty by byly právě v případě této nelinearity velmi nepřesné, a to právě z důvodu, že konstrukce či model diskretizovaný prvky s vícebodovou integrací bude výrazně tužší než ve skutečnosti opravdu je. Použití daných elementů taktéž pochopitelně výrazně natahuje výpočetní čas řešení úlohy. Nicméně výhodu představuje fakt, že numerický problém v podobě hourglassingu by se v tomto případě vůbec objevit neměl.

Dále se nastavuje také počet integračních bodů po tloušťce u elementů typu shell. V rámci řešiče ABAQUS si lze také vybrat i metodu numerické integrace po tloušťce. Kdy lze Gaussovo kvadraturní pravidlo přepnout na Simpsonovu integrační metodu. Pak by daný integrant na každém svém podintervalu nebyl v rámci jeho integrace aproximován polynomem předem zvoleného stupně, ale polynomem druhého stupně, tedy pomocí paraboly. U explicitní verze ABAQUS lze v rámci Gaussovy integrační metody zadat počet integračních bodů po tloušťce od 2 do max. 7. V případě Simpsonovy metody si můžeme nastavit počet integračních bodů, kolik chceme. Nicméně výsledné číslo musí být vždy liché, neboť Simpsonova integrace musí mít počet subintervalů neboli podintervalů vždy sudý. Pro počet integračních bodů po tloušťce skořepinového prvku dle [22] platí následující:

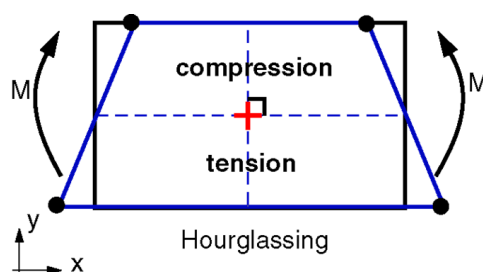
- V případě jednoho Gaussova bodu lze získat pouze membránovou napjatost, kdy napětí je po tloušťce konstantní.
- Použitím dvou integračních bodů lze popsat lineární průběh napětí, což je dostačující pouze pro lineárně elastické modely materiálů.
- V rámci trojice integračních bodů lze popsat i plastické chování po tloušťce
- Použití více integračních bodů po tloušťce je pak pro specifické případy
- Taktéž pro zahrnutí neutrální osy se volí lichý počet Gaussových bodů



Obr. 28: Integrační body po tloušťce skořepinového prvku [22]

9.3.6. Hourglassing

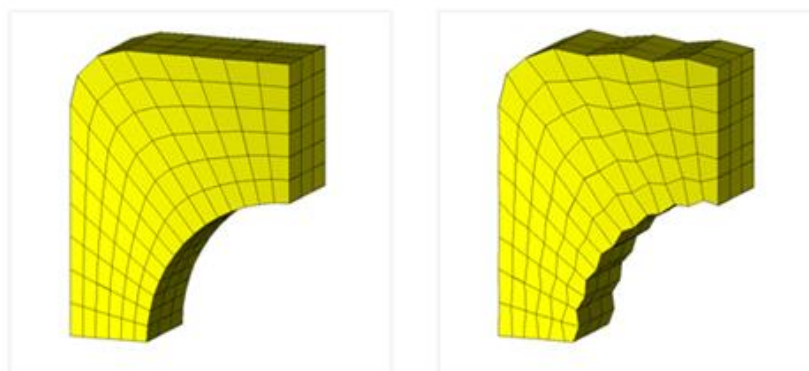
Jak už bylo uvedeno výše, v rámci explicitního řešení se používají především lineární prvky s redukovanou integrací. A právě u prvků s jedním Gaussovým bodem může nastat situace, kdy se daný prvek symetricky deformuje kolem svého jediného integračního bodu. Tato jeho deformace pak nemá vliv na vnitřní energii prvku, neboť jeho jeden Gaussův bod takový typ deformace nepochytí. A tudíž se to neprojeví ani na výsledné vnitřní energii celého modelu, přičemž při jeho deformaci se geometrie jednotlivých prvků a tím i celého modelu mění. Dané chování je tedy nepřírozené, neboť ve skutečnosti každé deformaci přísluší odpovídající změna vnitřní energie. Jedná se tedy o tzv. deformační mód s nulovou energií, který kmitá s frekvencí mnohonásobně vyšší, než je celková odezva struktury na zatížení. Deformační módy hourglassingu, kdy lze jeden vidět na obr. č. 29, se vyznačují nulovou tuhostí a projevují se jako taková cikcak deformace konečnoprvkové neboli FE-sítě, jak je uvedeno na obr. č. 30.



Obr. 29: Mód hourglassingu [23]

Daný nežádoucí jev představuje čistě numerický problém, který může vést až ke zhroucení celého výpočtu. Z tohoto důvodu by měl být minimalizován, a tomu lze dopomoci následujícími pravidly:

- Neaplikovat bodové zatížení pouze do jednoho uzlu, ale alespoň ještě na vícero sousedních uzlů.
- Zjemnění FE-sítě modelu
- Použít elementy s vícebodovou integrací



Obr. 30: Deformovaná síť s neznatelným a výrazným hourglassingem [24]

V explicitním řešiči ABAQUS lze navíc kontrolovat energii odpovídající hourglassingu. Ta se v daném prostředí nazývá jako Artificial Strain Energy, v překladu jako energie umělého přetvoření neboli deformace. Abychom mohli dané výsledné hodnoty považovat za korektní, tedy neovlivněné nežádoucím hourglassingem, měla by se zmíněná energie pohybovat pod hodnotou 5% celkové vnitřní energie řešené soustavy.

Při použití prvků s jedním Gaussovým integračním bodem se v explicitním řešiči ABAQUS aktivuje automaticky funkce Hourglassing control, kdy změnou dvou parametrů v rovnicích řešení řešič sám ohlídá, aby se hodnota energie hourglassingu nedostala nad zmíněnou kritickou hodnotu 5% celkové vnitřní energie soustavy. V případě velmi vysoké rychlosti deformace v podobě rázové vlny ABAQUS zvyšuje viskozitu. A v rámci pomalé rychlosti deformace zvyšuje zmíněný řešič pro změnu zase tuhost. Avšak výše uvedené změny parametrů, byť jen z důvodu matematické stability, opět vnáší nepřesnosti do výpočtů, neboť mění vlastnosti modelu. Nicméně je to jediná možnost řešiče, jak v rámci jednobodové integrace čelit hourglassingu.

9.3.7. Zaokrouhlovací chyby

Jak už zde bylo uvedeno, pro dodržení CFL podmínky stability výpočtu vede explicitní řešení na extrémní počet kroků. Často se jedná o desítky až stovky tisíc cyklů. Při takovém obrovském množství cyklů může nasčítaná zaokrouhlovací chyba negativně ovlivnit přesnost daného řešení. Z tohoto důvodu existují řešiče ve dvou verzích. A to jako single precision, tedy jednoduchá přesnost, a double precision, jako dvojitá přesnost. Například právě ono dvojitě řešení je schopné problém s konvergencí kvůli zaokrouhlovacím chybám v rámci standardního řešiče zcela odstranit. Nevýhodu tohoto dvojitě řešení pak logicky představuje nárůst výpočetního času. [20]

9.3.8. Doporučené typy úloh pro explicitní formulaci MKP

Explicitní přístup MKP je díky svým unikátním vlastnostem doslova předurčen k řešení určitých typů úloh, se kterými by si implicitní přístup MKP jen těžko poradil. Především obrovskou výhodou této formulace MKP představuje její velká stabilita, kdy při dodržení kritického časového kroku, tedy CFL podmínky, nám výpočet explicitním řešičem nikdy nezdiverguje na rozdíl od implicitní formulace MKP. Z tohoto důvodu se daná explicitní metoda MKP doporučuje pro silně nelineární úlohy. Také v závislosti na zmíněný velmi malý časový krok se tento přístup používá pro simulaci velmi krátkých a rychlých přechodových dějů. Ostatně další vhodné typy úloh jsou uvedeny níže:

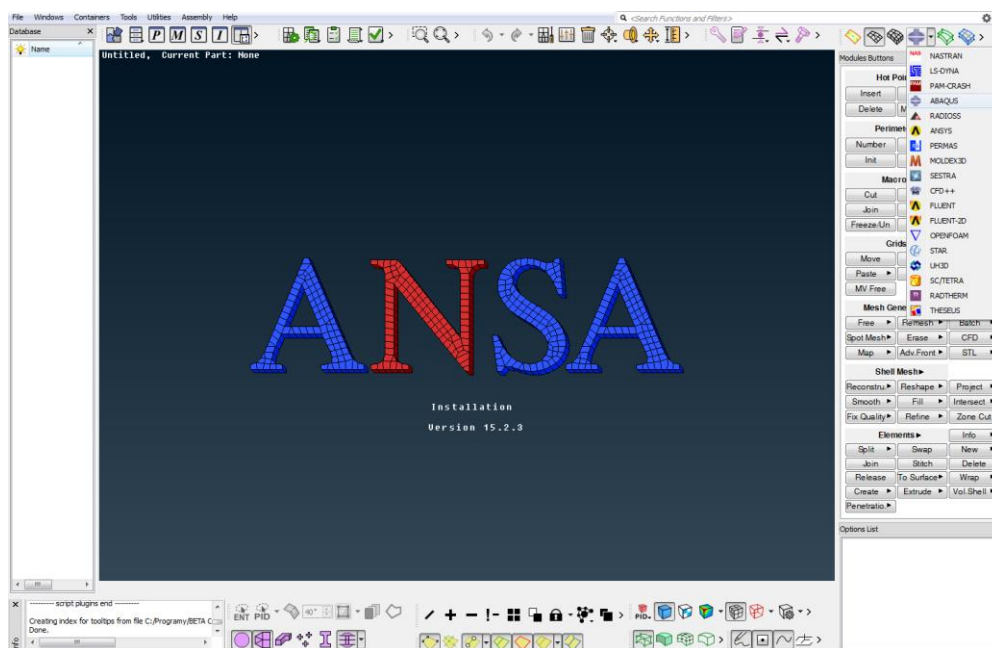
- rychlé dynamické děje (odezva na tlakovou vlnu od výbuchu či jiného rázu)
- složité kontaktní úlohy (snadnější formulace kontaktů)
- post-stabilní úlohy (řešení nelineárních stabilitních analýz)
- silně nelineární kvazi-statické úlohy (simulace tvářecích operací)
- materiály s degradací a porušováním (simulace šíření trhlin a také obrábění) [20]

10. VÝPOČTOVÉ MODELOVÁNÍ

Jak už bylo avizováno v úvodní části této práce, k řešení daného problému se využilo metodiky výpočtového modelování. V rámci něj bylo vytvořeno několik dílčích výpočtových modelů, které jsou dále popsány v jednotlivých podkapitolách této kapitoly věnující se právě výpočtovému modelování. Prostřednictvím výpočtového modelování byla provedena daná deformačně-napěťová analýza, dále už jen zkráceně jako DN analýza, a to za pomoci numerického řešení využitím explicitní formulace MKP. Programy na bázi metody konečných prvků, jenž byly v rámci numerických simulací využity, jsou níže podrobněji popsány a to právě pro jednotlivé fáze procesu DN analýzy, stejně tak, jak je popsáno na str. 43 v úvodu o MKP. Ostatně na obr. č. 34 lze vidět vývojový diagram, který ukazuje celý proces řešení zmíněné analýzy.

Preprocessing - Beta CAE ANSA v15.2.3

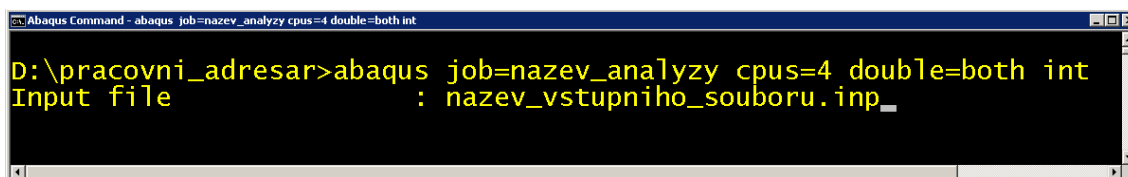
Jedná se o pokročilý multidisciplinární nástroj, který v rámci preprocessingu FEA, poskytuje uživatelům veškeré potřebné funkce pro plnohodnotnou tvorbu výpočtových modelů, od tvorby a úpravy geometrie, přes vytvoření kompletního FE-modelu, až po podrobné nastavení analýzy, a to přímo pro širokou škálu řešičů nejen na bázi MKP. Vše lze provést v tomto jediném uživatelsky velmi přívětivém prostředí. Z tohoto důvodu je daný program řecké společnosti Beta CAE Systems S.A. v oblasti CAE jedním z nejoblíbenějších a snad i nejpoužívanějších softwarů napříč celým strojírenským průmyslem po celém světě. Jen bych ještě rád podotknul, že jen těžko by se hledal konkurenční program, který by zvládal naimportovat CAD geometrie v takovém nepřehledném množství formátů od tak široké škály CAD softwarů, a přitom by obsahoval tolik nástrojů na úpravu či modifikaci konečnoprvkové sítě, jako právě tento program zvaný ANSA. Zmíněný software byť se jedná o preprocessor disponuje od své 17. verze i novým implicitním řešičem na bázi MKP zvaným EPILYSIS.



Obr. 31: Prostředí programu ANSA ve verzi 15.2.3

Solution - SIMULIA ABAQUS/Explicit v6.14

Výpočetní program na bázi MKP SIMULIA Abaqus představuje sadu nástrojů sloužících pro kompletní numerické simulace napříč různými fyzikálními disciplínami, což umožňuje analyzovat a popřípadě zlepšovat vlastnosti či chování nového výrobku, a to ještě před započítáním stavby fyzického prototypu. Tím výrazně ušetří náklady na vývojový cyklus dané koncepce. První verze programu Abaqus byla vydána v roce 1978, kdy jeho název i logo byly odvozeny od středověkého počítadla abaku. Roku 2005 se daný software stal základním stavebním kamenem produktové řady SIMULIA, která tvoří spolu s dalšími produkty, jako například CATIA a SOLIDWORKS, nově vzniklé portfolio s názvem 3DEXPERIENCE. Tento projekt, jenž představuje využití nejnovějších inovativních vědeckých trendů a objevů pro zajištění maximální flexibility a optimalizace nákladů spojených s daným vývojem, je dílem francouzské společnosti Dassault Systèmes. Tato velmi silná, ambiciózní a rychle se rozvíjející tzv. „The 3DExperience company“ je předním poskytovatelem softwarových 3D a PLM řešení, tedy řízení životního cyklu výrobku, pro širokou škálu 11 odvětví již od roku 1981. A právě jejich produkt SIMULIA Abaqus je díky své všestranné využitelnosti používán všemi předními OEM výrobci, a to jak v automobilovém průmyslu, tak také v leteckém průmyslu, energetice nebo strojírenství. Součástí zmíněné sady jsou mimo jiné implicitní řešič ABAQUS/Standard a řešič ABAQUS/Explicit založený na explicitní formulaci MKP. Uvedený explicitní řešič ABAQUS/Explicit se stal velmi oblíbeným a hojně využívaným prostředkem pro numerické simulace rychlých dynamických dějů v podobě nárazových zkoušek vozidel, výbuchu trhavin nebo průstřelu projektilem. Dále své uplatnění také často nachází v simulaci technologických operací, jako je tváření či obrábění. Při řešení DN analýzy v rámci této práce byl daný řešič volán pouze prostřednictvím příkazového řádku, a to použitím příslušných příkazů pro samotné spuštění daného výpočtu, nastavení počtu jader procesoru a aktivace dvojitého řešení. Ostatně jak lze vidět na příkladu v obr. č. 32.

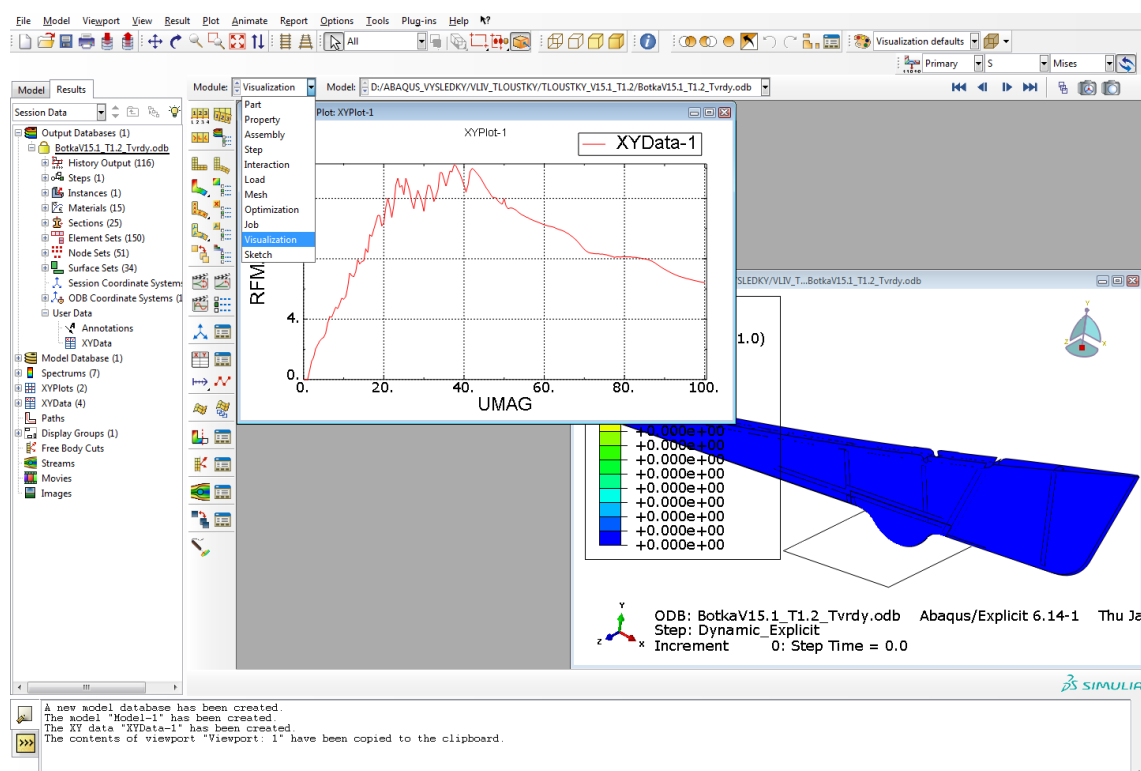


Obr. 32: Volání explicitního řešiče ABAQUS

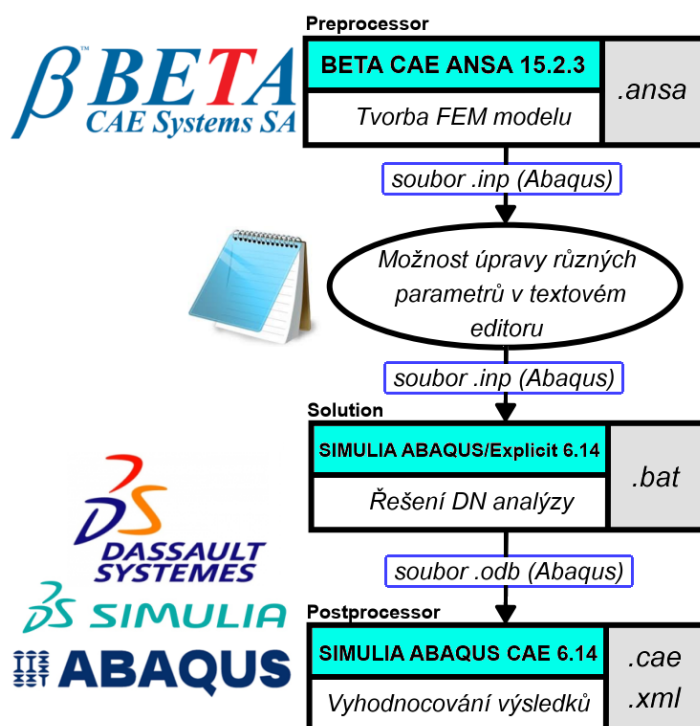
Postprocessing - SIMULIA ABAQUS CAE v6.14

Součástí sady SIMULIA Abaqus je i ABAQUS/CAE. Jedná se o grafické uživatelské rozhraní, tedy ve zkratce GUI, programu ABAQUS. V rámci tohoto intuitivního a uživatelsky velmi přívětivého prostředí ABAQUS/CAE lze provádět, jak preprosessing, tak postprocessing pro danou analýzu. Stejně tak můžeme v daném

programu spustit výpočet, aniž bychom museli sami volat určitý řešič prostřednictvím psaní různých příkazů. Daný software si totiž sám spustí příslušný řešič v závislosti na typu úlohy. Stejně možnosti nabízí i konkurenční výpočetní program ANSYS ve svém klasickém prostředí i v prostředí Workbench. Avšak GUI Abaqusu díky své stromové struktuře v levé části programu, rozdělením na jednotlivé moduly a velké škále možností nastavení, a to jak jednotlivých elementů či různých modelů materiálu, tak samotné analýzy, je podle mého názoru mnohem lepší a přehlednější než obě zmíněné verze ANSYSU dohromady. Ale stejně tak, jako u ANSYSU, tak i zde, hlavní nevýhodu představuje absence některých funkcí a nástrojů v grafickém prostředí a tím pádem nutnost dané operace aktivovat psaním příslušných příkazů do makra programu. Trochu slabší je v ABAQUS/CAE samotná diskretizace, tedy tvorba FE-sítě. Z toho důvodu byl pro tyto účely použit výše uvedený software ANSA. Nicméně velmi povedeným modulem programu ABAQUS/CAE se pro svou jednoduchou a rychlou tvorbu grafů a animací stal modul s názvem Visualization sloužící právě k vyhodnocování dané analýzy v rámci postprocessingu. A právě proto jsem si pro zmíněné účely vybral software ABAQUS/CAE.



Obr. 33: Modul Visualization programu ABAQUS CAE ve verzi 6.14



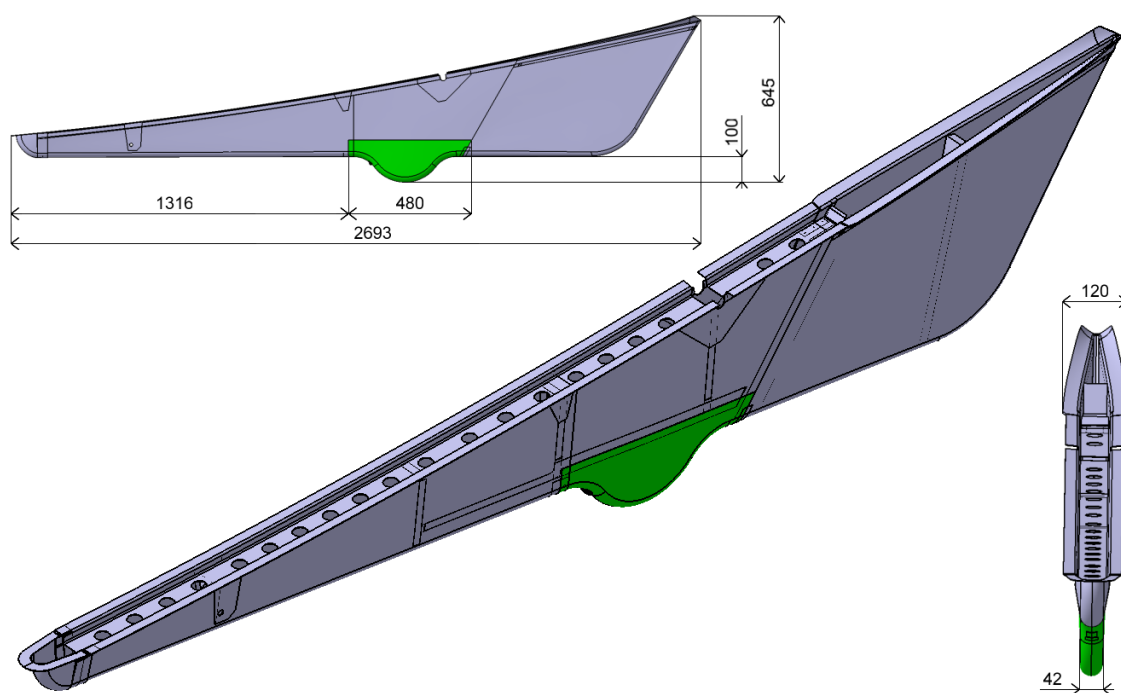
Obr. 34: Vývojový diagram procesu řešení celé analýzy

10.1. Vybrané typy analýz

V rámci výpočtového modelování byly provedeny dva odlišné druhy DN analýz. Za účelem nalezení hledaného průběhu deformace ostruhy jako deformačního členu pod působícím zatížením bylo zapotřebí provést kvazistatickou analýzu v podobě pomalého deformačního zatěžování dané ostruhy. Zároveň se také jednalo o nelineární stabilitní analýzu neboli post-stabilní úlohu s cílem zjistit postkritické chování konstrukce ostruhy při její ztrátě deformační stability. Neboť výstupem z daného typu analýzy byla kromě hodnoty maximální reakční síly působícího zatížení, také hodnota absorbované energie deformačním členem, tedy ostruhy letounu. Tyto výsledné údaje byly zjištěny z výsledného průběhu celkové reakční síly na celkovém posuvu impaktoru, jenž v podobě dokonale tuhé plochy deformačně zatěžoval danou ostruhu letounu. Samozřejmě hodnota posuvu impaktoru odpovídala celkové výšce ostruhy. Reakční síla se pak z grafu dané závislosti jednoduše odečetla a hodnota absorbované energie, jako plocha pod grafem, se určila integrací zmíněného průběhu. Tudíž spočtená kvazistatická analýza bohatě vyhovovala daným potřebám. Nicméně i tak byla provedena crash analýza v podobě simulace rychlého dynamického děje, tedy nárazu impaktoru do ostruhy letounu. Tato analýza měla ověřit správnost výpočtu kvazistatické analýzy, neboť vstupní počáteční podmínky pro crash analýzu vycházely z výsledné absorbované energie ostruhou zjištěné právě ze zmíněné prvně provedené analýzy. Dané ověření kvazistatické analýzy spočívalo v kontrole toho, zdali ostruha bude schopná odrazit impaktor dříve, aniž by se impaktor dotknul a následně poškodil spodní křídlo letounu.

10.2. Model geometrie

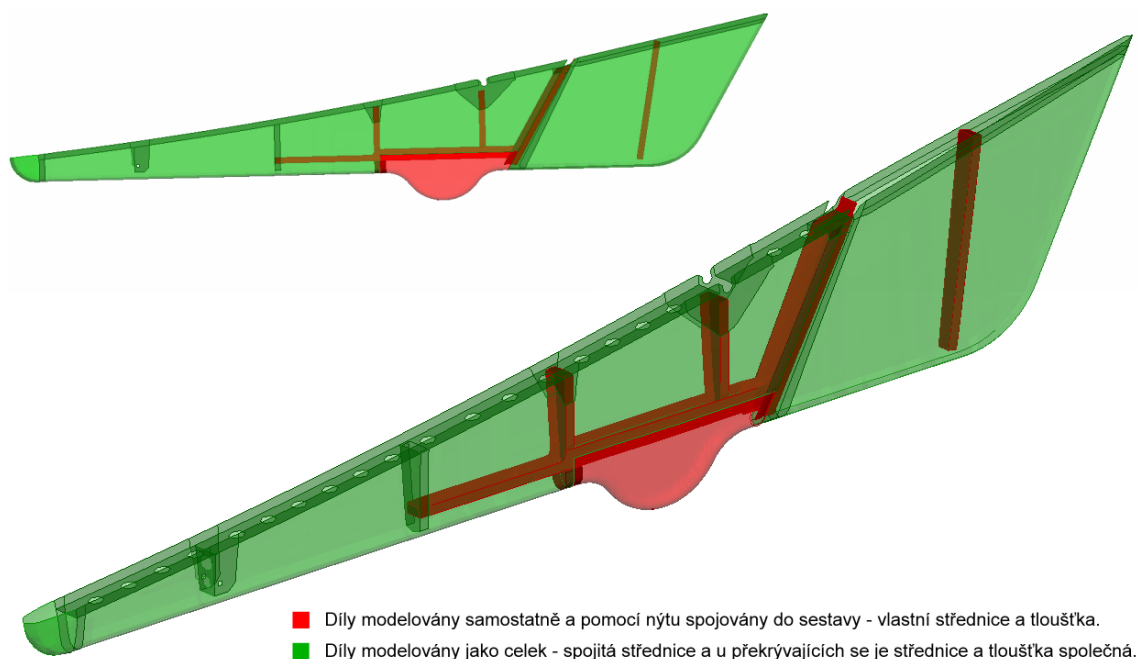
Model geometrie obsahuje kromě ostruhy, u které se analyzoval hledaný průběh deformace a její schopnost absorbovat danou energii, také celý spodní kýl letounu. Neboť i ten díky své lehké elastické deformaci měl vliv na sledované hodnoty. Další části draku letounu, tedy minimálně jeho zadní trup, už modelovány z důvodu náročnosti dané úlohy nebyly. Geometrie spodního kýlu letounu s ostruhou vymodelovaná prostřednictvím CAD softwaru CATIA V5 byla dodána společností Aircraft Industries a.s. Neupravenou originální geometrii dané soustavy s vyznačenou ostruhou a se základními charakteristickými rozměry lze vidět na obr. č. 35.



Obr. 35: Charakteristické rozměry řešené soustavy v [mm]

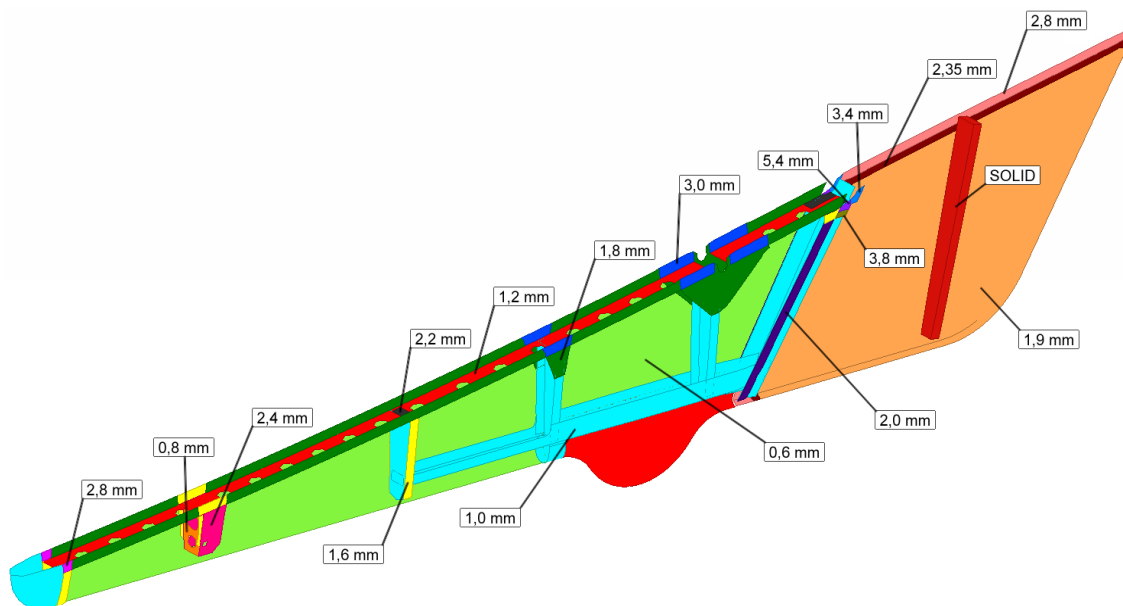
Má práce začala postupným zjednodušováním dané geometrie, a to odstraněním některých zbytečných tvarových prvků modelu, jenž by měly zanedbatelný ne-li nulový vliv na sledované výsledné hodnoty. Zjednodušení geometrie bylo provedeno také s ohledem na pozdější bezproblémovou diskretizaci modelu konečnými prvky. Stejně tak by měla neupravená geometrie negativní vliv na celkovou stabilitu výpočtu a výpočetní čas. Aby bylo možné danou soustavu řešit jako tenkostěnné těleso, bylo zapotřebí nejprve vytvořit střednicové plochy všech částí soustavy a k nim přiřadit jejich příslušné tloušťky. K tomu bylo využito řada šikovních funkcí programu ANSA. Jak už bylo uvedeno v úvodní části této práce, celý spodní kýl letounu představuje nýtovanou sestavu. Ostruha je pak ke kýlu připevněna prostřednictvím šroubů. Geometrie zmíněných spojovacích prvků zvláště modelovány nebyly právě s ohledem na náročnost dané úlohy a také na výpočetový čas. Nicméně v rámci diskretizace konečnými prvky do finálního FE-modelu zahrnuty byly prostřednictvím jistých typů elementů, jak bude popsáno dále. Přesto v rámci výpočtového modelování nebylo

daných nýtů třeba v takovém množství jako ve skutečnosti, neboť ne všechny díly spodního kýlu byly modelovány zvlášť. Samostatně byly modelovány pouze ty díly, tedy nýtovaná sestava byla dodržena pouze tam, kde bylo přímé spojení s ostruhou nebo v jejím nejbližším okolí. Tedy tam, kde by mohlo být právě ovlivněno chování daného deformačního členu. V ostatních případech opět pro zjednodušení dané úlohy nýtovaná sestava dodržena nebyla. Tudíž zbylá oblast spodního kýlu je modelována jednodušeji jako jeden celek bez spojovacích prvků s tím, že pro každou jednotlivou část má střednice definovanou odlišnou tloušťku právě podle příslušného dílce, jenž daná část reprezentuje. V oblastech vzájemného překrytí dílů přes sebe jsou hodnoty daných tloušťek střednicových ploch rovny součtu tloušťek jednotlivých dílů. Samostatně modelované díly spodního kýlu a části modelované dohromady jako celek lze vidět na upraveném FE-modelu v obr. č. 36. Další zjednodušení je aplikováno na samotné ostruhy. Neboť, jak už bylo taktéž dříve uvedeno, ostruhu tvoří dvě vzájemně symetrické výlisky z plechu podélně svařené k sobě. A právě tento svar z důvodu zanedbatelného vlivu na výsledný průběh deformace ostruhy modelován nebyl, a to ani jako geometrie, tak ani v rámci diskretizace. Tudíž výslednou konstrukci ostruhy reprezentuje také jeden samostatných celek v podobě střednicové plochy, jenž má v každém místě přiřazenou stejnou hodnotu tloušťky.



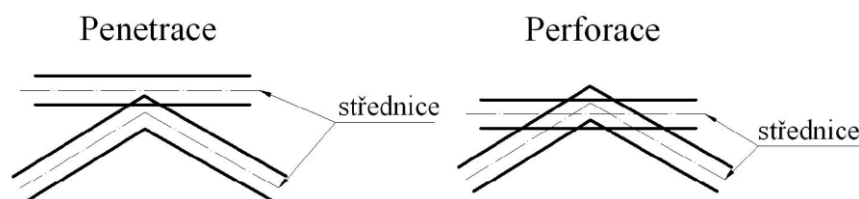
Obr. 36: Upravený FE-model s výrazněnou sestavou jednotlivých dílců

U modelování jakékoliv sestavy složené z vícero dílů může v důsledku různého zjednodušování či chybného modelování geometrie docházet k penetraci a perforaci mezi jednotlivými dílci. A právě kontrola penetrace a perforace představuje jakési ověření a kontrolu tvaru či správnosti tvorby geometrie. Proto jsem ji zahrnul do modelu geometrie, byť se tato kontrola provádí až na konci u hotového FE-modelu.



Obr. 37: Pomocí barev rozlišené tloušťky jednotlivých částí

Penetrace představuje vzájemný průnik dvou dílů v rámci jejich nadefinovaných tlouštěk. Což znamená, že vzájemná normálová vzdálenost dvou střednicových ploch sousedních dílců je menší než součet polovin obou tlouštěk jim přiřazených. Tudiž nastane penetrace jejich povrchů. Pokud nemáme v programu aktivované vykreslování tloušťky skořepinových prvků, tak si daného jevu nelze normálně všimnout. Většinou daná situace nastává při zjednodušování geometrie zejména v místech, kde nelze dodržet přesně tvarové zakřivení střednicových ploch, a to třeba z důvodu omezené velikosti použitých prvků, kdy například jednotlivé uzly obou sousedních střednicových ploch nejsou přesně nad sebou. Stejně tak k danému problému může dojít při importu nového dílce do stávající sestavy a při jeho následném polohování či napojování. Perforace pak znamená průnik nikoli povrchů, ale přímo už střednicových ploch, který lze již normálně pozorovat v modelu bez vykreslování tlouštěk skořepinových prvků nebo u modelu, který ještě nebyl ani diskretizován, tedy už u holé geometrie. Příčinu tohoto jevu lze hledat v chybném sestavení dílců do sestavy nebo při nedokonalé větší úpravě modelu. Nicméně penetrace a perforace je nezbytně nutné z modelu ještě před výpočtem odstranit. Neboť uvedené nepřesnosti vnášejí do začátku výpočtu nestability v podobě přidávání nežádoucí vnitřní počáteční energie, kdy dochází k vnitřní práci elementů, což negativně ovlivňuje výsledek. Navíc pokud je v dané oblasti nadefinován kontakt, tak při počátečním průniku se s ohledem na kontaktní tloušťku začínají aktivovat silové kontaktní účinky. A to v rámci nelineárního explicitního řešení MKP má za následek ještě složitější sestavování vektoru vnitřních sil, jenž trvá u tohoto typu výpočtu nejdéle. Z toho plyne, že výše uvedené nepřesnosti ovlivní nejen výsledné hodnoty, ale hlavně opravdu výrazně prodlouží výpočetní čas. V mém případě s časem simulace 1s trval výpočet s výskytem daných nežádoucích jevů necelé 2 dny. Po jejich odstranění se výpočetní čas zkrátil na 8 hodin. Naštěstí už zmiňovaný preprocessor ANSA disponuje funkcí, která umožňuje dané penetrace a perforace automaticky najít, a prostřednictvím řízených posuvů námi vybraných uzlů tyto nepřesnosti opravit.

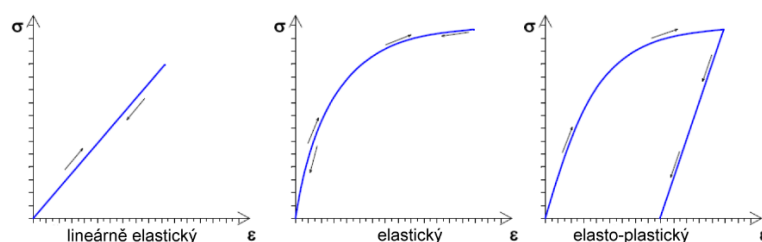


Obr. 38: Rozdíl mezi penetrací a perforací

10.3. Model materiálu

Na začátku nutno podotknout, že i z hlediska materiálového došlo k jistým zjednodušením. Jak už bylo v úvodní části uvedeno, zadní část spodního kýlu je vyrobena z laminátu a uvnitř zmíněné části se v roli výztuhy vyskytuje díl ze dřeva. Jelikož se však jedná o oblast mimo deformační člen, tedy ostruhy letounu, kdy její sledované vlastnosti nebudou danými částmi stejně žádným způsobem ovlivněny, byly zmíněné materiálové charakteristiky uvedených dílců sestavy zanedbány. Tudiž daným dílům byly přiřazeny jiné modely materiálu. V rámci řešení dané soustavy byly použity v podstatě dva typy modelů materiálu.

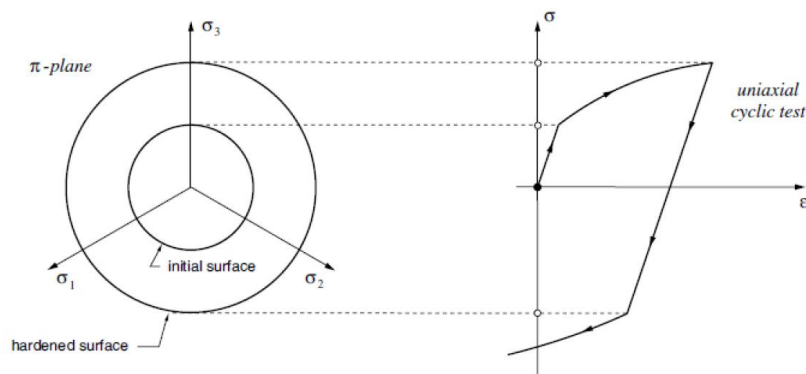
První z nich představuje tzv. Hookovský materiál, tedy lineárně elastický neboli lineárně pružný model materiálu s izotropními a homogenními vlastnostmi. Ten byl využit při zjednodušeném modelování materiálu dřevěné výztuhy v zadní laminátové části spodního kýlu letounu. Kdy dřevěné materiálové vlastnosti dané výztuhy byly homogenizovány, a danému dílu byl přiřazen právě lineární elastický model materiálu s izotropním chováním a s odpovídající sníženou hodnotou modulu pružnosti. Zmíněný model materiálu tedy vykazuje pouze elastické chování s tím, že v rámci pracovního diagramu je závislost napětí na deformaci při zatěžování a následném odlehčování totožná a navíc lineární. Tento model materiálu se v rámci řešení dané úlohy nadefinoval prostřednictvím modulu pružnosti, Poissonova poměru a v rámci explicitního řešení také nutné hustoty materiálu.



Obr. 39: Ukázka modelů materiálů

Zbytku částí řešené soustavy včetně původně laminátového dílu byl přiřazen multilineární elasto-plastický neboli pružně-plastický model materiálu s izotropním zpevněním. Tento model materiálu umožňuje simulovat kromě elastické také již plastickou deformaci daného dílce. Materiálu s uvedeným chováním v případě překročení jeho meze kluzu při zatěžování zůstanou i po odlehčení trvalé plastické

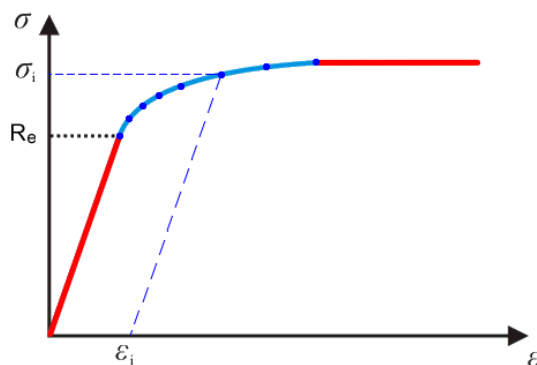
deformace, což se mimo jiné projeví i tím, že se odlehčovací křivka v pracovním diagramu liší od původní křivky zatěžovací. Stejně tak daná závislost není lineární a materiál ve své plastické oblasti vykazuje silné nelineární chování, které již nelze popsat Hookovým zákonem. S ohledem na zmíněné průběhy křivek lze vidět na obr. č. 39 srovnání obou uvedených modelů materiálu. Nicméně toto elasto-plastické nelineární chování materiálu můžeme popsat opět zjednodušenými konstitutivními modely, jako ideálně elasto-plastickým modelem, tedy bez zpevňování materiálu v plastické oblasti, nebo právě elasto-plastickým modelem se zpevněním. Podle změny tvaru, velikosti a orientace plochy plasticity v Haighově prostoru při aktivním pružně-plastickém zatěžování rozlišujeme dva základní druhy plastického zpevnění, a to zpevnění izotropní a kinematické. Jelikož se v našem případě jedná o monotónní tlakové zatěžování, bylo zvoleno izotropní zpevnění. V rámci tohoto druhu zpevnění materiálu dochází k rovnoměrné izotropní expanzi výchozí plochy plasticity všemi třemi směry hlavních napětí. Tudíž elasto-plastické chování materiálu je v tlakové oblasti stejné jako v oblasti tahové. Byť tomu tak u reálných materiálech nikdy není, neboť dochází k výskytu tzv. Bauschingerova efektu. Ten lze modelovat zavedením kinematického zpevnění, kde se plocha plasticity bez změny tvaru a velikosti posunuje ve směru působícího napětí. Nicméně kinematické zpevnění nachází uplatnění spíše u cyklického zatěžování a pro naše účely bohatě postačí zpevnění izotropní, jehož princip lze vidět na obr. č. 40.



Obr. 40: Izotropní zpevnění [25]

Pro všechny díly řešené soustavy kromě zmíněné výztuhy v zadní části kýlu byl multilineární elasto-plastický model materiálu s izotropním zpevněním nadefinován prostřednictvím opět modulu pružnosti, Poissonovým poměrem, hustotou a zvláště nadefinovanou křivkou plasticity, kterou je třeba, jak v Abaqus/CAE, tak v ANSE, zadávat od meze kluzu do meze pevnosti příslušného materiálu. S tím se pak pojí i nutnost přepočtu hodnot přetvoření. Řešič Abaqus si totiž křivku před mezí kluzu a po mezí pevnosti doplňuje automaticky sám. S tím, že do meze kluzu vychází ze zadaného modulu pružnosti, a po mezí pevnosti bere daný materiál jako ideálně pružně-plastický, kdy materiál již nezpevňuje. Stejná situace by platila i pro zadávání bilineárního způsobu aproximace skutečného tahového diagramu, kdy se zde nezadává tečný modul pružnosti jako v konkurenčních programech. Daný řešič zřejmě předpokládá se zadáním kritéria porušení řešeného materiálu. Nicméně z důvodu

nedostupnosti potřebných koeficientů zmíněné kritérium porušení definováno k modelu materiálu nebylo. Ostatně pokud dále již materiál nezpevňuje, tedy nevytváří odpor proti působícímu zatížení, a hodnota napětí se nezvedá, nebude mít absence tohoto kritéria na sledované výsledné hodnoty nijak zásadní vliv. Na obr. č. 41 lze pozorovat červeně vyznačený způsob doplnění pracovního diagramu řešičem Abaqus.



Obr. 41: Zadávání multilineárního elasto-plastického modelu materiálu

Data potřebná pro tvorbu výše uvedené křivky plasticity u modelů nových variant materiálů ostruhy byly čerpány z celkem obsáhlé databáze materiálů na placeném internetovém portálu Total Materia. Kde lze najít materiálová data, jak ze smluvního pracovního diagramu, tak už přepočtená data na skutečné hodnoty napětí a přetvoření, jak je popsáno a ukázáno níže.

U smluvního diagramu se výpočet smluvního napětí σ_s vztahuje k původnímu nedeformovanému příčnému průřezu S_0 v závislosti na poměrném prodloužení e měřené délky zkušební vzorku.

Smluvní napětí (Engineering stress):

$$\sigma_s = \frac{F}{S_0} \quad [MPa] \quad (33)$$

Poměrné prodloužení (Engineering strain):

$$e = \frac{\Delta l}{l_0} = \frac{l - l_0}{l_0} \quad [-] \quad (34)$$

Skutečný tahový diagram je poté určen podílem síly k aktuálnímu deformovanému příčnému průřezu v kritickém místě vzorku. Pak se jedná o skutečné neboli tzv. Cauchyho napětí σ_c v závislosti na skutečném logaritmickém přetvoření ε . Výpočet uvedených veličin lze vidět níže.

Skutečné napětí po úpravě:

$$\sigma_c = \frac{F}{S} = \sigma_s \cdot (1 + e) \quad [MPa] \quad (35)$$

Logaritmické přetvoření:

$$\varepsilon = \ln \frac{l}{l_0} = \ln \left(1 + \frac{l - l_0}{l_0} \right) = \ln(1 + e) \quad [-] \quad (36)$$

Kde:

F	je zatěžující síla vzorku [N]
l	je skutečná aktuální délka vzorku [mm]
l ₀	je počáteční délka vzorku [mm]
S	je skutečný aktuální průřez vzorku [mm ²]
S ₀	je počáteční průřez vzorku [mm ²]

Tudíž v rámci tohoto řešení pomocí MKP byl pro popis nelineárního chování materiálu a geometrie v podobě velkých deformací použit Cauchyho tenzor napětí a Cauchyho tenzor přetvoření, jenž jsou popsány níže.

Cauchyho logaritmický tenzor přetvoření

Každý přírůstek přetvoření se vztahuje k aktuální geometrické konfiguraci. Hlavní souřadnice tenzoru jsou tedy rovny přirozeným logaritmům odpovídajících souřadnic tenzoru deformačního gradientu, který popisuje změnu mezi počáteční nedeformovanou geometrickou konfigurací X a aktuální geometrickou konfigurací x .

$$E_i^c = \int_{X_{i0}}^{x_{ik}} \frac{dx_i}{x_i} = \ln x_{ik} - \ln X_{i0} = \ln \left(\frac{x_{ik}}{X_{i0}} \right) = \ln \lambda_i \quad (37)$$

Cauchyho tenzor napětí

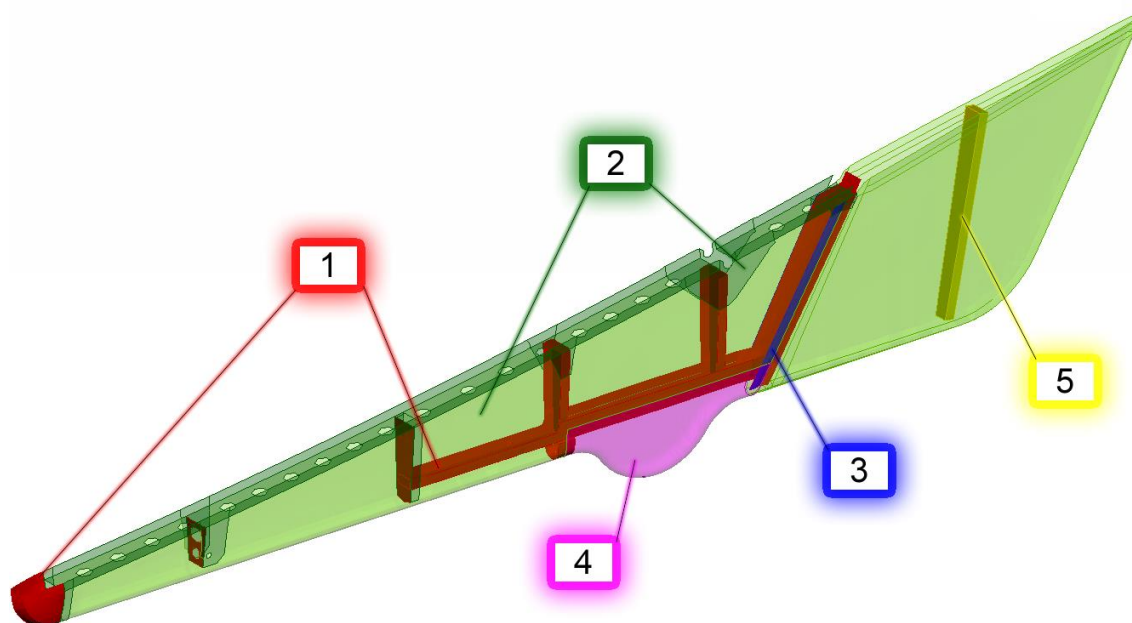
Skutečná elementární síla je vztažena na skutečnou, tedy deformovanou plochu elementu, dle následujícího vztahu:

$$\sigma_i = \frac{dF_i}{dx_j \cdot dx_k} \quad (38)$$

Daný průběh křivky plasticity každého materiálu pochopitelně závisí i na rychlosti zatěžování, kdy ve většině případů při zvýšené rychlosti deformace materiál mnohem více zpevňuje a roste jeho tuhost. Z tohoto důvodu při zvýšené rychlosti zatěžování je nezbytnou nutností zadat do příslušného modelu materiálu i tzv. strain-rate křivky. Nicméně pro naše účely v rámci pomalého kvazistatického zatěžování nebyly dané závislosti potřeba. Stejně, tak u provedené crash analýzy, neboť zmíněné strain-rate křivky byly na výše uvedeném internetovém portálu u mnou vybraných materiálů zobrazeny pouze pro příliš vysoké rychlosti deformace, než která byla vyvolána v rámci numerické simulace crash analýzy ostruhy. Dále chování materiálu v plastické oblasti určitě závisí i na teplotě. Avšak v tomto případě byly křivky plasticity i obě analýzy uvažovány pouze za pokojové teploty.

Do modelu materiálu by se daly zařadit i materiálové charakteristiky přiřazené elementům reprezentující spojovací prvky, tedy nýty a šrouby. Nicméně vlastnosti a popis zmíněných elementů bude uveden v následující kapitole věnující se modelu diskretizace.

Na obr. č. 42 a v následující tabulce je uveden přehled použitých materiálů v rámci řešené soustavy. U ostruhy letounu jsou uvedeny dvě původní materiálové charakteristiky nezměněných konstrukčních variant Aircraft Industries a.s. (AI). Materiálové vlastnosti dalších variant však budou popsány v kapitolách věnujících se výběru vhodného materiálu pro danou ostruhu.



Obr. 42: Vzájemně barevně rozlišené použité materiály

Tabulka 3: Přehled použitých materiálů

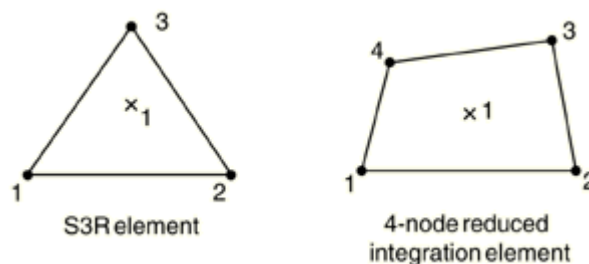
No.	Označení	Model materiálu	Modul pružnosti [MPa]	Hustota [kg/m ³]	Mez kluzu [MPa]	Mez pevnosti [MPa]
1	Z424253.61	elasto plastický	70000	2800	260	390
2	D16čATV	elasto plastický	70000	2800	340	490
3	D16čATV	elasto plastický	70000	2800	320	460
4	Z424432.14 (starší varianta AI)	elasto plastický	70000	2800	40	100
4	Z424432.25 (novější varianta AI)	elasto plastický	70000	2800	100	150
5	Dřevo	lineárně elastický	10000	1000	-	-

10.4. Diskretizace

Po úpravě modelu geometrie a nadefinování modelů materiálu následovala diskretizace, neboli vysítování upravené zjednodušené geometrie konečnými prvky. Jakmile byla i tato fáze výpočtového modelování dokončena, následovalo oddělení konečnoprvkové neboli FE-sítě od geometrie za účelem vytvoření nezávislého FE-modelu. Tady bych jen rád podotknul, že preprocessor ANSA pro danou operaci disponuje opět velmi užitečnou funkcí a navíc umožňuje i méně zkušeným uživatelům velmi snadno rozlišovat mezi geometrií a FE-modelem, což například klasické prostředí programu ANSYS nikoliv, kde je navíc geometrie s FE-modelem neustále svázána. Níže jsou jednotlivě uvedeny prvky, jenž byly použity při stavbě FE-modelu řešené soustavy. Tabulka č. 4 poté přináší celkový přehled použitých elementů a jejich počet.

S4R

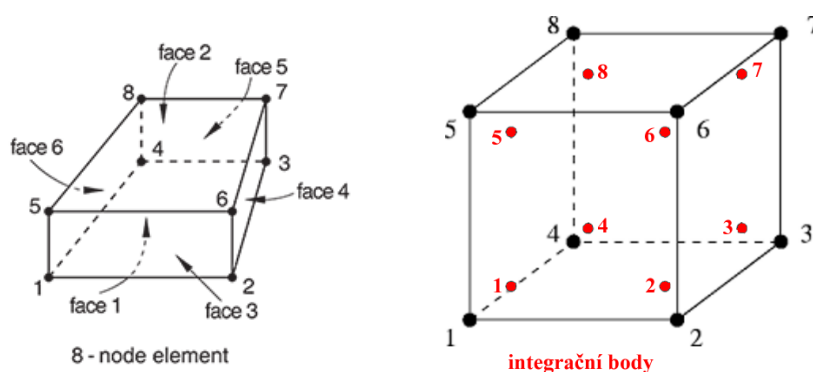
Jak už napovídají první dva znaky v označení tohoto elementu **S4**, jedná se o lineární čtyřuzlový skořepinový prvek typu shell. V manuálu Abaqusu se lze dočíst, že jde o 3-dimensionální všestranně použitelný prvek spadající do kategorie stress/displacement element, tedy především pro deformačně-napěťové analýzy tenkostěnných konstrukcí. Dokáže vystihnout, jak membránovou, tak ohybovou napjatost skořepin. Stejně tak je vhodný pro modelování tzv. Kirchhoffových desek střední tloušťky, ale i tlustších skořepin, neboť umožňuje navíc nastavit transversální smykovou tuhost. Další bod jeho universálnosti představuje možnost nadefinovat většího množství vrstev při modelování kompozitního materiálu. Nicméně obě tyto výše uvedené možnosti nastavení v našem případě aplikovány nebyly. Každý ze čtyř uzlů obsahuje 6 stupňů volnosti. Jedná se o 3 posuvy x , y a z a tři natočení kolem zmíněných os. V tomto případě se však jedná o verzi elementu s redukovanou integrací, tedy s jedním Gaussovým integračním bodem, a tudíž s automatickou kontrolou vůči hourglassingu. Ostatně tuto verzi značí písmeno **R** v názvu prvku. Přesto však bylo nataveno 5 integračních bodů po tloušťce s numerickou integrací Simpsonovou metodou. Z důvodu diskretizace složitého tvaru střednice, byla použita i degenerovaná forma tohoto elementu a to prvek **S3R**, jenž má stejné vlastnosti akorát pouze tři uzly. Tyto skořepinové prvky byly využity pro diskretizaci střednicových ploch všech dílů řešené sestavy kromě původně dřevěné výztuhy v zadní části spodního kýlu letounu. Délka hrany elementu se u ostruhy pohybuje kolem 5 mm a v rámci ostatních dílů je to od 6 mm do 15 mm.



Obr. 43: Lineární skořepinové prvky S3R vlevo a S4R vpravo [26]

C3D8

Toto označení reprezentuje kontinuální (C), 3-dimensionální (3D) a lineární 8-uzlový prvek (8) typu solid. Daný prostorový objemový prvek zvaný „brick“ spadá dle manuálu Abaqusu taktéž do kategorie stress/displacement element pro deformačně-napěťové analýzy. Element se tedy skládá z 6 stěn a z 8 uzlů se třemi stupni volnosti v podobě tří posuvů x , y a z . Tento prvek je vhodný pro modelování objemnějších 3D těles. V našem případě byla použita plně integrovaná verze tohoto elementu, tedy s 8 integračními body v sestavení $2 \times 2 \times 2$. Jedná se zde tedy o tzv. dvoubodovou integraci, jenž je zároveň v rámci lineárních objemových prvků v Abaqusu integrací plnou. Daný prvek s pravidelnou délkou hrany kolem 10 mm byl využit při diskretizaci již zmíněného objemu původně dřevěné výztuhy v zadní části spodního kýlu letounu. Jelikož se jedná o objem menší velikosti, bylo použito k jejímu vysítování i menšího počtu těchto elementů. A právě z toho důvodu s ohledem na výpočetní čas mohla být využita plně integrovaná verze tohoto prvku.

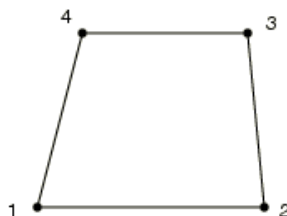


Obr. 44: Lineární objemový prvek C3D8 [26]

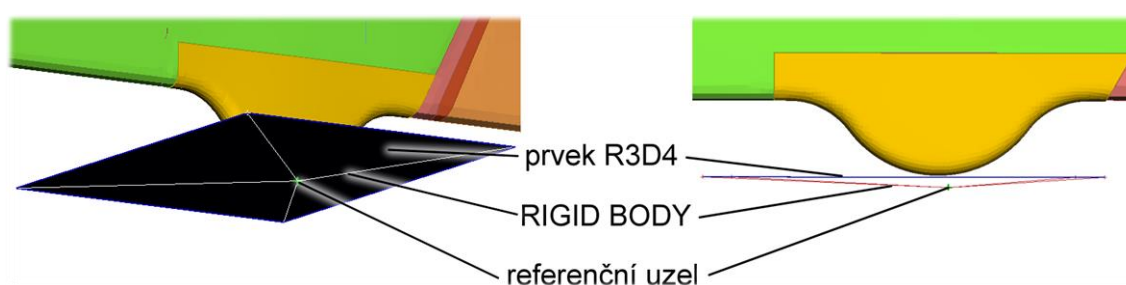
R3D4

Jedná se o dokonale tuhý 3-dimensionální prvek v podobě 4-uzlového bilineárního čtyřúhelníku. Používá se při diskretizaci dokonale tuhého nedeformovatelného tělesa, jenž je v Abaqusu označen jako discrete rigid. Většinou je jeho aplikace spojena s kontaktem v podobě nárazu impaktoru do deformovaného tělesa. I v rámci řešení našeho problému byl element R3D4 použit k modelování impaktoru, tedy roviny neboli dokonale tuhé plochy, jenž představuje povrch VPD. Danému prvku se v rámci jeho nastavení na rozdíl od výše uvedených nepředepisují žádné vlastnosti ani materiálové charakteristiky. Daný element bývá totiž součástí funkce či setu zvaného **RIGID BODY**, jenž se v preprocessoru ANSA tváří jako element, avšak o žádný prvek se dle výsledného input souboru ve skutečnosti nejedná. RIGID BODY umožňuje definovat prvek R3D4 přiřazením mimo jiné nutného referenčního uzlu a tloušťky. Té však v našem případě zůstala přiřazena výchozí nulová hodnota. Jedná se vlastně o takovou dokonale tuhous sestavu prvku R3D4 a jeho referenčního bodu, kdy jsou podřízené uzly zmíněného prvku se třemi stupni volnosti v podobě posuvů x , y a z , spojeny s uzlem řídícím, jenž představuje právě referenční uzel s 6 stupni volnosti v podobě 3 posuvů x , y , z , a 3 natočení kolem os zmíněných posuvů. Do něhož se pak zadávají počáteční a okrajové podmínky dokonale tuhého prvku. Už ke zmíněnému modelování povrchu

VPD vystačilo použití jen jednoho prvku R3D4, s tím, že jeho velikost byla volena tak, aby se v rámci kvazistatické analýzy ostruha zdeformovala celá stejně jako při reálném kontaktu s VPD. U crash analýzy pak byly jeho rozměry ještě větší, aby daný prvek rozměrově odpovídal velikosti celého spodního kýlu letounu. Sestavu RIGID BODY lze vidět na obr. č. 46.



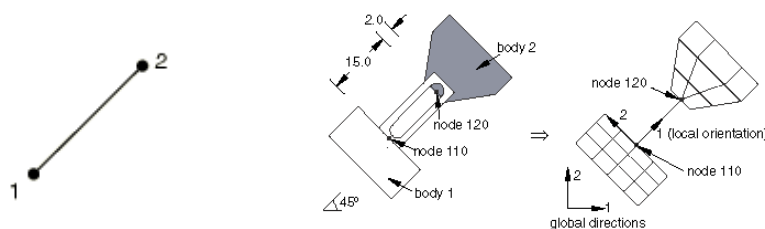
Obr. 45: Prvek R3D4 [26]



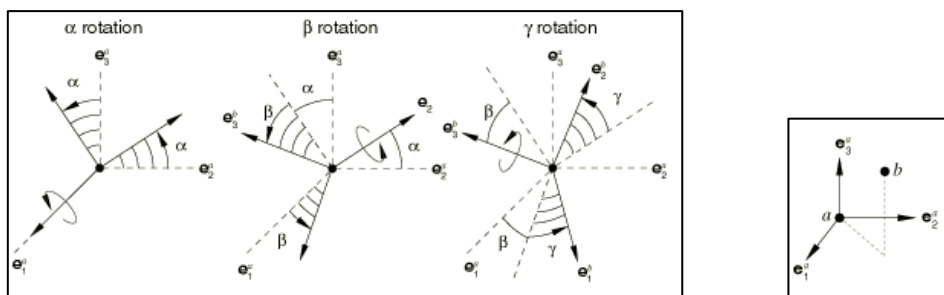
Obr. 46: Sestava RIGID BODY

CONN3D2

Jak už bylo uvedeno dříve, 3D geometrie spojovacích členů, tedy nýtů a šroubů, v rámci modelu geometrie modelovány nebyly. Nicméně na tyto spoje se v rámci řešené soustavy nezapomnělo. Nýty a šrouby byly modelovány v rámci modelu diskretizace konečnými prvky typu **CONNECTOR**. Konkrétně byly použity lineární dvou-uzlové spojovací prvky pro 3D úlohy, jenž se značí CONN3D2. Dvojice uzlů tohoto prvku obsahuje u většiny typů spojení 6 stupňů volnosti, a to 3 posuvy x , y , z a 3 natočení kolem uvedených os posuvů. Tento typ prvku umožňuje realizovat spojení mezi dvojicí uzlů dvou vzájemně nespojitých struktur. Například tím, že přenáší vnitřní silové účinky z prvního uzlu jednoho dílce na druhý uzel jiného dílu. Navíc dokáže daný přenos jistým způsobem ovlivnit, neboť lze těmito spojovacími prvky nadefinovat různé vlastnosti, ať už se jedná o elastické, plastické, lineární či nelineární chování, a to hned ve všech jeho směrech právě podle přiděleného typu translace a rotace. Aby bylo jasné, o jaké směry se jedná, tyto typy prvků si každý vyžaduje přiřazení svého vlastního lokálního souřadného systému a také příslušný typ translace a rotace.



Obr. 47: Příklad zavedení spojovacího prvku CONNECTOR u 2D úlohy [26]



Obr. 48: Vlevo spojení typu CARDAN a spojení typu CARTESIAN vpravo [26]

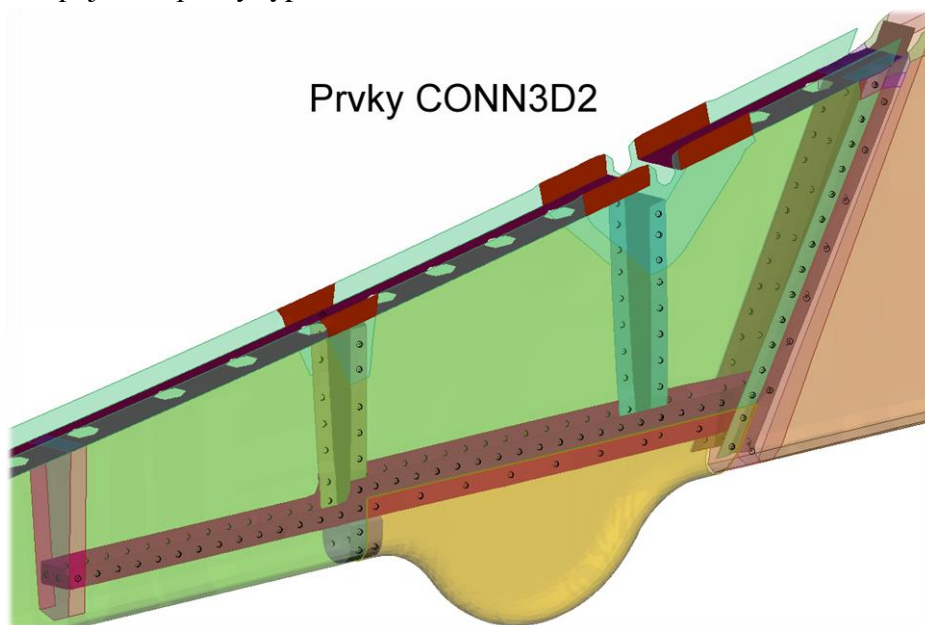
V našem případě byly tedy modelovány spojovací prvky pro 3D úlohy v místech výskytu skutečných šroubů a nýtů, a to samozřejmě jen u samostatně modelovaných dílců sestavy s vlastní střednicovou plochou. Tím byly tyto dílce vzájemně svázány do sestavy. Taktéž bylo všem spojovacím prvkům přiřazeno elastické neboli pružné lineární chování prostřednictvím 6 elastických konstant, tedy 6 hodnot elastických tuhostí pro každý z 6 směrů dle jejich vlastního lokálního souřadného systému a příslušného typu translace a rotace. A jelikož se jednalo o kartézský typ translace (CARTESIAN) a Cardanův typ rotace s použitím Cardanových úhlů (CARDAN), zmíněné směry představovaly 3 posuvy x, y, z a 3 natočení kolem uvedených směrů posuvů. Tímto se doplnily potřebné elastické konstanty D_{ij} do matice tuhosti každého z prvků. Nicméně první tři hodnoty elastických konstant, tedy 3 posuvy, představují hodnoty tuhostí nýtů v jejich axiálním a příčném směru. Axiální tuhost logicky představuje odolnost nýtu při namáhání na tah/tlak a jejich příčná tuhost pak odolnost při namáhání střihem. Co se týče zbylých tří směrů, tak odolnost nýtu vůči namáhání axiálním krutem je prakticky nulová, z toho důvodu zde byla zadána velmi malá hodnota elastické tuhosti. Ve zbylých dvou směrech natočení byla naopak zadána numericky nekonečná hodnota tuhosti. Společnost Aircraft Industries získává první 3 uvedené hodnoty tuhostí, tedy v axiálním a příčném směru nýtů či šroubů, prostřednictvím experimentálně ověřené Huthovy rovnice pro výpočet poddajnosti jednostřížných spojů, která je pro ukázkou uvedena níže.

$$C_H = \left(\frac{t_1 + t_2}{2d} \right)^a \frac{b}{n} \left(\frac{1}{t_1 E_1} + \frac{1}{n t_2 E_2} + \frac{1}{2 t_1 E_3} + \frac{1}{2 n t_2 E_3} \right) \quad (39)$$

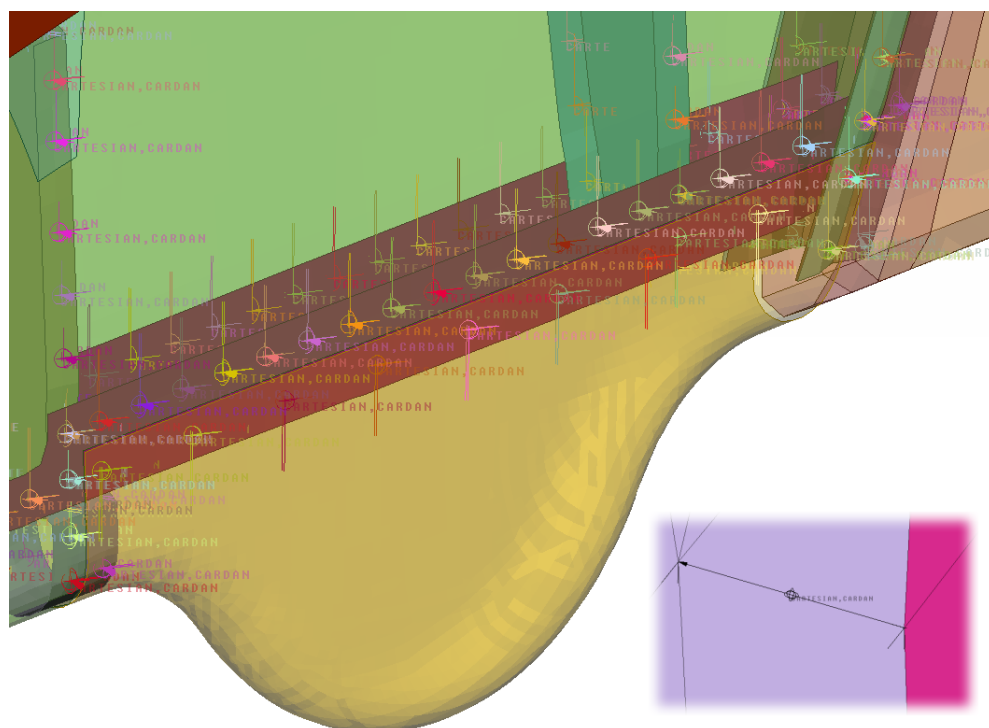
Kde platí, že: t_1 a t_2 - jsou tloušťky spojovaných plechů
 E_1 a E_2 - jsou moduly pružnosti v tahu spojovaných plechů
 d - je průměr nýtu či šroubu
 E_3 - modul pružnosti v tahu nýtu či šroubu

Dále uvedené konstanty značí: $n = 1$ pro jednostřížný spoj
 $n = 2$ pro dvojstřížný spoj
 $a = 0,4$ pro šroub
 $a = 0,667$ pro nýt
 $b = 3$ pro šroubové nýty v kovu
 $b = 2,2$ pro pěchované nýty v kovu

Z výše uvedeného tedy plyne, že dané elastické konstanty jsou závislé na tloušťce a materiálu spojovaných plechů. Proto při numerických simulacích deformace různých konstrukčních variant ostruhy bylo zapotřebí vždy před výpočtem správně změnit nastavení elastického chování příslušných spojovacích prvků, jenž vytváří spojení mezi ostruhou a spodním kýlem letounu. Níže na dalších obrázcích lze vidět vyznačené spojovací prvky typu CONNECTOR v FE-modelu.



Obr. 49: Černě vyznačené prvky CONNECTOR



Obr. 50: Detail na prvky CONNECTOR v řešené sestavě

MASS

Na rozdíl od kvazistatické analýzy byl v rámci numerické simulace rychlého dynamického děje prostřednictvím crash analýzy využit element typu MASS. Jedná se o tzv. mass point neboli hmotný bod, ve kterém lze definovat hmotnost a momenty setrvačnosti jednotlivě kolem všech tří hlavních os souřadného systému. Daný prvek se často využívá v případech, kdy se z důvodu například úspory výpočetního času část geometrie nahradí hmotným bodem. Ten je většinou situován do těžiště vynechané části geometrie s její nadefinovanou hmotností. Tento element disponuje 3 stupni volnosti v podobě 3 posuvů v základních směrech x , y a z . Daný prvek je vždy vázán k jednomu uzlu. V případě naší crash analýzy byl tento element přiřazen referenčnímu uzlu dokonale tuhého neboli rigid prvku R3D4. Tímto způsobem tak byla impaktoru nadefinována příslušná hmotnost.

Tabulka 4: Přehled použitých prvků

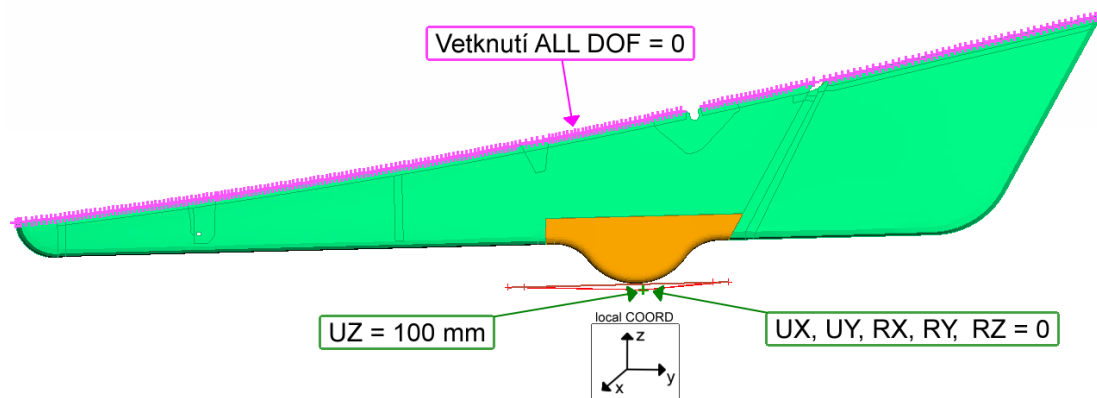
Typ elementu	Počet
S4R	15 911
S3R	557
C3D8	336
CONN3D2	219
R3D4	1
MASS	1

10.5. Model okrajových a počátečních podmínek

Diskretizovanému modelu, tedy FE-modelu, byly nadefinovány okrajové a počáteční podmínky v podobě zatížení a vazeb.

V rámci kvazistatické analýzy je celá sestava spodního kýlu i s ostruhou pevně ukotvena v prostoru prostřednictvím okrajové podmínky zamezující posuv a natočení ve všech směrech. Jedná se tedy o vetknutí aplikované na set či skupinu uzlů ležících na horní hraně spodního kýlu letounu. Tato okrajová podmínka v podstatě představuje uchycení spodního kýlu k zadnímu trupu letounu. A jelikož zbytek draku letounu modelován nebyl, byla tudíž tato zavedená okrajová podmínka jedinou možností. Zatížení bylo realizováno prostřednictvím deformační okrajové podmínky definované referenčnímu uzlu rigid prvku. Napřed však byl danému uzlu přiřazen lokální souřadný systém, podle něhož se pak odvíjelo zadání hodnoty posuvu v příslušném směru. Konkrétně byl zadán posuv o 100 mm ve směru osy z lokálního souřadného systému, tedy ve vertikálním směru proti ostruze. Jelikož byla poloha rigid prvku situována těsně pod ostruhou, daná hodnota je maximálně možnou pro deformaci celé ostruhy do

úrovně dolní hraný spodního kýlu letounu. Aby byl pohyb impaktoru jednoznačně popsán, byla aplikována navíc okrajová podmínka v podobě vedení daného impaktoru, tedy zamezení posuvů a natočení ve všech ostatních směrech referenčnímu uzlu rigid prvku. Nutno ještě podotknout, že Abaqus vyžaduje při zadávání jakékoliv deformační nebo silové okrajové podmínky kromě její hodnoty také přiřazení příslušné amplitudy neboli průběhu zatížení. Tudíž v našem případě byla zvolena amplituda typu tabular s lineární závislostí průběhu posuvu na čase simulace.



Obr. 51: Model okrajových a počátečních podmínek u kvazistatické analýzy

U druhého typu zatěžování prostřednictvím crash analýzy zůstaly zachovány dvě okrajové podmínky z kvazistatické analýzy, a to vetknutí spodního kýlu letounu v jeho uzlech tvořící horní hranu modelu spodního kýlu, a vedení pohybu impaktoru v podobě zamezení pohybu referenčního uzlu rigid prvku ve všech směrech kromě směru zatěžování. Tudíž mu zůstal umožněn pouze vertikální pohyb podle osy z lokálního souřadného systému. Dále v rámci crash analýzy byla všem uzlům rigid prvku a také jeho referenčnímu uzlu přiřazena hodnota počáteční rychlosti 3048 mm/s taktéž ve směru vertikálním kolmo k ostruze letounu. Tato hodnota by měla odpovídat vertikální složce rychlosti pohybu celého letounu při vzletu a při přistání. Nicméně, jak už bylo v úvodní části této práce napsáno, tyto hodnoty daných veličin jsou velmi proměnlivé a závisí na mnoha různých faktorech. Proto je velmi obtížné nasimulovat v rámci numerického řešení reálné podmínky při vzletu a při přistání letounu. Z toho důvodu byla tato rychlá dynamická analýza provedena pouze jako kontrola přecházející kvazistatické analýzy z pohledu zákona o zachování energie. Zadaná rychlost je tudíž pouze orientační. Nicméně, jak už bylo uvedeno výše, referenčnímu uzlu sestavy RIGID BODY neboli rigid prvku byl přidělen element typu MASS. Danému elementu byla nadefinována pouze hmotnost, a to takovým způsobem, aby si právě zmíněné analýzy vzájemně odpovídaly. Kdy v rámci kvazistatické analýzy byla zjištěna hodnota vykonané práce odečtením plochy pod křivkou, jenž určuje závislost působící síly v podobě celkové reakční síly na dráze neboli celkovém posuvu impaktoru.

$$A = \int F(s) \cdot ds \quad [N \cdot mm] \quad (40)$$

Kde A značí zmíněnou vykonanou práci, $F(s)$ je působící síla, jenž je funkcí dráhy s a ds představuje vykonanou dráhu.

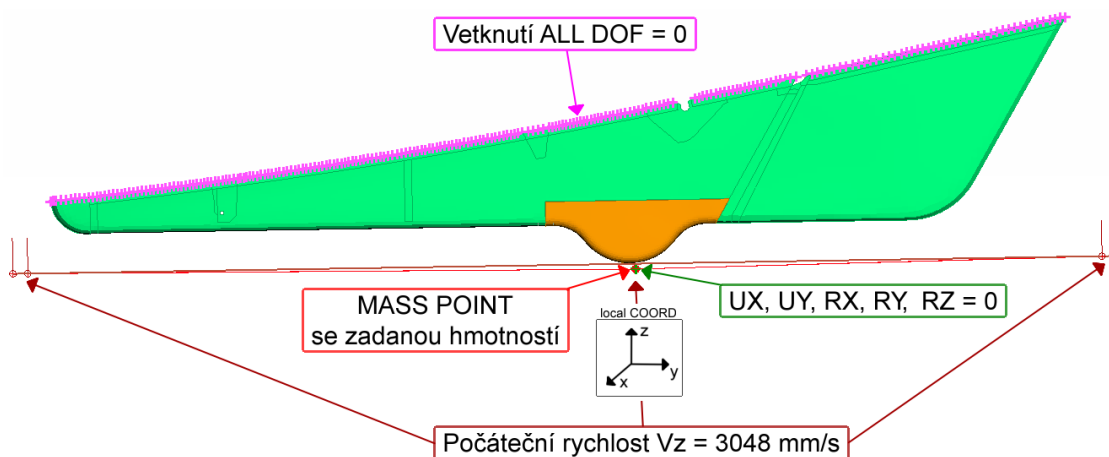
Tudíž numerickou integrací zmíněného průběhu získáme hodnotu vykonané práce, tedy hodnotu absorbované energie deformačním členem neboli ostruhou letounu při její úplné deformaci. Právě z této hodnoty se vycházelo při formulaci počátečních podmínek crash analýzy. Tedy hodnota celkové absorbované energie se rovnala počáteční hodnotě kinetické energie impaktoru vstupující do výpočtu. Jelikož byla v rámci numerické simulace pevně stanovena již uvedená hodnota rychlosti, jediným možným proměnným parametrem tudíž zbyla hodnota hmotnosti. Z tohoto důvodu byla MASS pointu neboli prvku typu MASS přidělena hodnota hmotnosti dle níže uvedeného vztahu (42).

$$A^{kvazi} = E_k^{crash} = \frac{1}{2} m \cdot v^2 \quad [N \cdot mm] \quad (41)$$

$$m = \frac{2 \cdot E_k}{v^2} \quad [tun] \quad (42)$$

Kde: A^{kvazi} = je hodnota absorbované energie ostruhou zjištěná z kvazistatiky
 E_k^{crash} = je hodnota počáteční kinetické energie u crash analýzy
 m = je hmotnost impaktoru
 v = je pevně stanovená hodnota vertikální rychlosti letounu

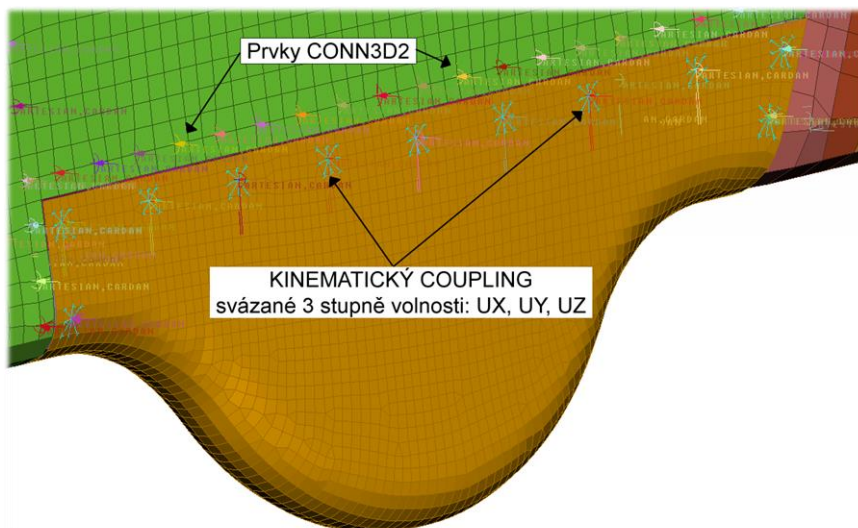
Aby platila výše uvedená rovnost a obě analýzy si tak vzájemně odpovídaly, nebylo v rámci crash analýzy uvažováno a definováno gravitační zrychlení. Níže na obr. č. 52 lze vidět všechny aplikované počáteční a okrajové podmínky v rámci crash analýzy.



Obr. 52: Model okrajových a počátečních podmínek u crash analýzy

V rámci modelu počátečních a okrajových podmínek výpočtového modelování ještě uvedu, že u obou uvedených analýz byla použita funkce constraint v podobě kinematického couplingu. Tento Abaqusovský typ couplingu, v NASTRANU známý též jako RBE2, byl aplikován jednotlivě mezi každým uzlem ostruhy (master), k němuž je uchycen spojovací prvek typu CONNECTOR, a vždy jeho sousedními uzly na ostruze (slave) ve vzdálenosti délky hrany jednoho elementu. Tato kinematická podmínka mezi řídícím uzlem (master) a podřadnými uzly (slave) byla aplikována

z důvodu stability výpočtu, neboť docházelo k nestabilní deformaci prvků v podobě silného warpingu kolem uzlů bodově spojených s druhými uzly jiného dílce sestavy spodního kýlu letounu právě prostřednictvím spojovacích prvků CONN3D2 typu CONNECTOR. Aplikace této podmínky je zobrazena na obr. č. 53.



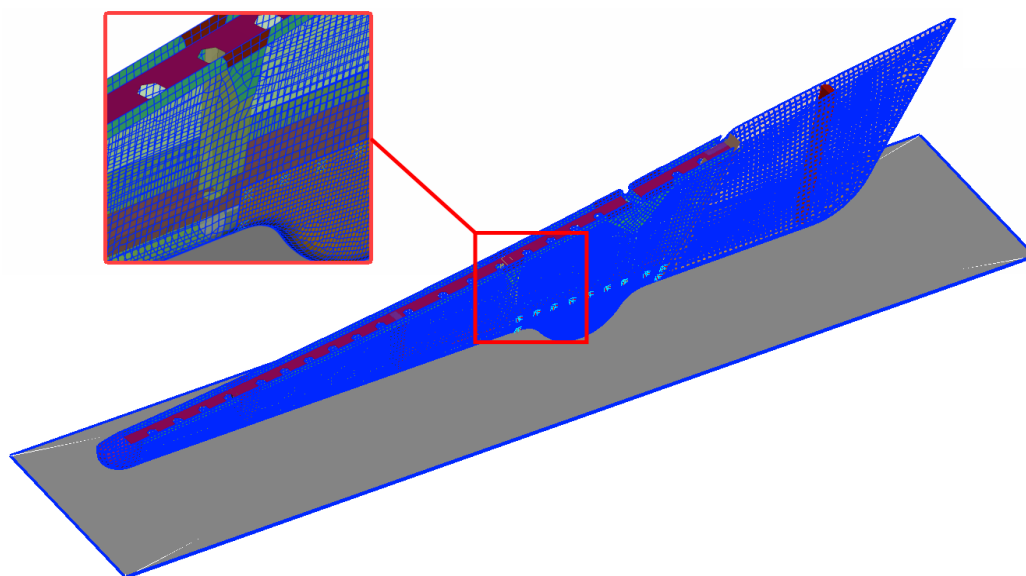
Obr. 53: Aplikace kinematické podmínky mezi jednotlivými uzly

10.6. Model kontaktu

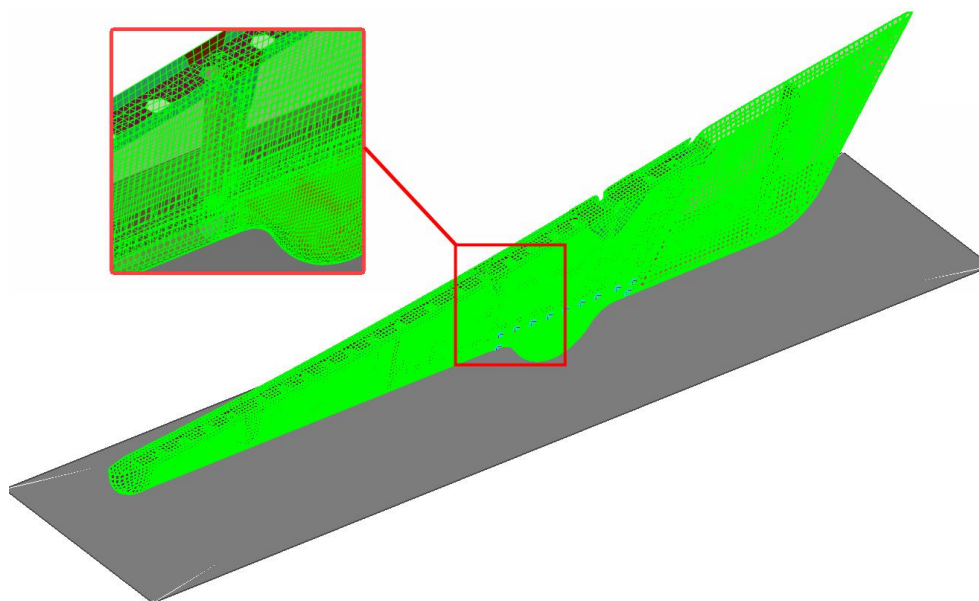
V rámci tvorby modelu kontaktu je nyní hned na začátku nezbytně nutné podotknout, že způsob definice kontaktů při numerickém řešení explicitní formulací MKP se výrazně odlišuje od tradičního způsobu zavádění kontaktů prostřednictvím implicitního řešení MKP. Ostatně i v rámci předešlé kapitoly, která se věnovala jedné z příčin nelineárního chování, tedy kontaktu, byl popsán a vysvětlen princip definování kontaktu pouze pro implicitní formulaci MKP. V explicitní formě MKP se během definice kontaktů nezavádějí žádné kontaktní dvojice typu Master/Slave natož speciální kontaktní prvky. U explicitní verze řešení v programu Abaqus se aktivuje pouze jeden jediný typ kontaktu a to tzv. General contact, který automaticky mezi námi vybranými komponenty detekuje volný povrch a zahrne kontaktní síly do vektoru vnitřních sil. To umožňuje mnohem snadnější formulaci kontaktních problémů, kde probíhají složité interakce mezi mnoha tělesy. Nicméně stejně jako u implicitního řešiče Abaqus/Standard, tak i explicitní řešič Abaqus/Explicit vyžaduje k realizaci kontaktu alespoň vytvoření teoretické plochy čili tzv. Surface právě na povrchu komponenty či dílce sestavy, kde dojde ke kontaktu. Opět podotýkám, že se jedná pouze o jakousi myšlenou plochu, kterou nelze v konečném modelu vidět ani jako geometrii či nějaký druh elementu. A právě prostřednictvím těchto ploch či setů ploch se danému General contact vybírají komponenty, které budou ve vzájemném kontaktu. A také ty volné povrchy, jenž automaticky tento typ kontaktu detekuje, jsou vlastně námi dříve definované plochy typu Surface. Pro jejich snadnou definici disponuje preprocessor

ANSA řadou vychytávek, kdy lze zmíněné plochy vytvořit prostřednictvím setů složených prakticky z čehokoliv, s tím že v nastavení daného setu se akorát jednoduše přepne z „Output as Set“ na „Output as Surface“.

V rámci obou numerických analýz byly definovány prakticky tedy pouze dva typy kontaktů. Jeden z nich představuje klasický kontakt, tedy už zmiňovaný General contact. Jelikož se daný kontakt nastavuje v prostředí programu ANSA odlišně než v GUI Abaqusu, tedy v programu ABAQUS/CAE, jeho definice a nastavení dále nebudou nikterak podrobněji popisovány. V zásadě lze uvést jen tolik, že se kontaktu v rámci řešiče Abaqus nastavují různé vlastnosti. Příkladem budiž nastavení chování kontaktu v tangenciálním směru a v normálovém směru. V rámci normálového chování kontaktu bylo ponecháno výchozí nastavení metody řešení kontaktu s přidanou závislostí mezi penetrací a kontaktním tlakem. Tato závislost byla nastavena na volbu zvanou „hard“, což je kontakt s nulovou penetrací. Co se týče tangenciálního chování, tak v našem případě, zde byla nastavena příslušná hodnota koeficientu statického tření. V případě obou zmiňovaných analýz dochází v rámci General contact prakticky ke dvěma kontaktům. První představuje kontakt ostruhy potažmo spodního kýlu s rigid prvkem reprezentující povrch VPD. Druhým kontaktem je pak vzájemný kontakt jednotlivých dílců sestavy spodního kýlu mezi sebou, ale i vlastní kontakt samotné střednicové plochy jednoho dílce, a to především ostruhy. Z tohoto důvodu byly v rámci jednoho typu kontaktu samostatně v programu ANSA modelovány dva kontakty lišící se právě výběrem zmiňované námi dříve definované plochy typu Surface a hlavně hodnotami koeficientu statického tření právě s ohledem na materiál příslušných částí. První kontakt tudíž obsahuje povrch rigid elementu, ostruhy a vnějších částí spodního kýlu s nastaveným koeficientem statického tření na hodnotě 0,4. Druhý kontakt stejného typu kontaktu zahrnuje povrch všech částí spodního kýlu i s ostruhou. Jeho přidělená hodnota koeficientu statického tření činí 1,2. Oba popsané kontakty jsou znázorněny na níže uvedených obrázcích.

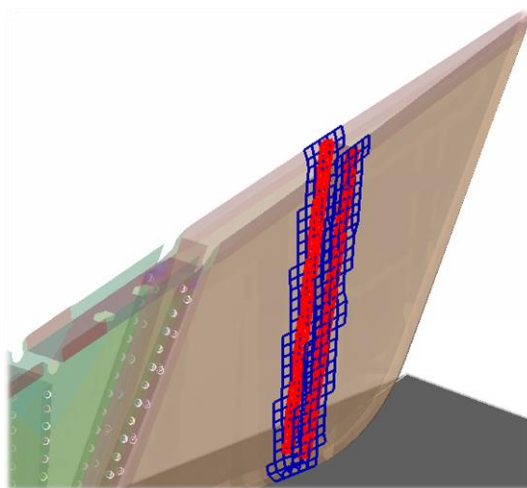


Obr. 54: General contact mezi rigid prvkem a vnějším povrchem sestavy spodního kýlu



Obr. 55: General contact mezi všemi díly sestavy spodního kýlu i mezi jimi samotnými

Druhým typem je pak kontakt typu TIE, který byl aplikován mezi elementy neboli správně plochou tvořenou elementy původně laminátové zadní části kýlu a elementy či plochou tvořenou stranami objemových prvků reprezentující původně dřevěnou výztuhu tohoto původně laminátového dílu spodního kýlu letounu. Zde se v podstatě jedná o jednu z mála možností, jak společně spojit skořepinové prvky a prvky typu solid s odlišným počtem stupňů volnosti v uzlech. Nicméně uvedený kontakt typu TIE se normálně využívá pro definici svarových, lepených a dalších spojů, kdy má vlastní model materiálu, kterému lze nadefinovat vlastnosti použitého lepidla nebo svaru. Avšak v tomto případě byl tento typ kontaktu využit pouze pro spojení výztuhy a zadní části spodního kýlu letounu do sestavy, neb v tomto místě prvky typu CONNECTOR použity pochopitelně nebyly. Tudiž i veškeré ostatní nastavení tohoto spojení zůstalo výchozí dle explicitního řešiče Abaqus. Navíc v uvedené oblasti nedocházelo k žádné podstatné deformaci, proto dané spojení není podstatné a netřeba jeho nastavení a definici dále rozvíjet. Daný typ kontaktu je znázorněný na obr. č. 56.



Obr. 56: Kontakt typu TIE

10.7. Nastavení řešiče

Jak už bylo dříve avizováno, program ANSA umožňuje i podrobné nastavení výpočtu neboli samotného námi vybraného řešiče se všemi potřebnými parametry v rámci řešení příslušné analýzy. Stejně jako v sekci s názvem Solution klasického prostředí ANSYS nebo v modulu s označením Step programu ABAQUS/CAE, tak zde k danému celkovému nastavení řešiče slouží nástroj s názvem Step Manager. Nutno podotknout, že řešič Abaqus pracuje v tzv. stepech neboli krocích. Kdy v nultém kroku se aktivují okrajové podmínky typu už výše zmíněného vetknutí a vedení. Následuje první krok, který už představuje samotný typ výpočtu, v našem případě dynamický explicitní s označením Dynamic/Explicit, kde se v rámci něj aktivují kontakty a zatížení, ať už jde o deformační či silové počáteční okrajové podmínky. Právě pro daný step, jenž představuje řešení dané úlohy, je poté nutné nastavit tzv. outputy, tedy vše co později uvidíme v postprocessoru v rámci vyhodnocování výsledků. Toto nastavení řešiče Abaqus na rozdíl od ANSYSU umožňuje vybrat jen to podstatné, co nás bude v rámci řešení příslušné analýzy skutečně zajímat. Tímto způsobem se šetří místo na pevném disku počítače, kdy výsledkový soubor nemá tak velkou velikost, jako by měl v případě řešení prostřednictvím programu ANSYS. Abaqus disponuje dvěma druhy outputů, a to output typu FIELD, podle něhož se řídí vykreslování výsledků na modelu, a output typu HISTORY, který slouží pro tvorbu závislostí či průběhů předem námi vybraných veličin v čase simulace.

V rámci kvazistatické analýzy byla s ohledem na výpočtový čas a zároveň na dodržení podmínek pro kvazistatickou analýzu zvolena pro tzv. time period neboli čas simulace hodnota 0,1s. V případě outputu typu FIELD bylo nastavenou vykreslování výsledků v časovém intervalu 0,002s. Tedy s vykreslováním každou 0,002s po dobu času simulace 0,1s byly zaznamenány výsledky v 50 námi nastavených časových krocích. U tohoto typu outputu byly ponechány výchozí před vybrané veličiny pro vykreslování výsledků. Ostatně tento automatický výběr řešičem Abaqus obsahuje vše potřebné pro vyhodnocování běžné DN-analýzy. Co se týče druhého outputu typu HISTORY, tak zde byly vybrány všechny potřebné druhy energií. Taktéž zde bylo nastaveno vyhodnocování průběhů reakčních sil a posuvů v referenčním uzlu sestavy RIGID BODY neboli rigid prvku R3D4. Neboť právě na základě těchto veličin budou sestavovány výsledné hledané závislosti v podobě požadovaného průběhu deformace ostruhy a spočteny hledané hodnoty celkové absorbované deformační energie. V rámci tohoto typu outputu bylo ponecháno výchozí množství, tedy 200 výsledků během doby simulace.

U crash analýzy bylo použito stejné nastavení, jako výše uvedené, s tím, že byla jen upravena velikost času simulace a s tím spojená perioda vykreslování výsledků v outputu typu FIELD. Pro zachycení celého nárazu a počátku odrazu impaktoru postačila hodnota 0,09s času simulace. Vykreslování výsledků ve FIELD outputu pak bylo nastaveno v časovém intervalu 0,0018s, tedy se stejným počtem 50 časových kroků pro vykreslování výsledků jako u kvazistatické analýzy.

U obou výše uvedených analýz byla ponechána volba časového kroku výpočtu na řešiči Abaqus. Jen jako pojistka byla přidána funkce MASS SCALING, a to

s takovým nastavením, že se tento typ urychlení výpočtu mohl aktivovat pouze v případě přiblížení výpočetního časového kroku k jeho spodní hranici, která byla nastavena na hodnotu $1 \cdot 10^{-7}$ s. Nicméně vzhledem ke skutečné volené velikosti časového kroku řešičem Abaqus, jenž se pohybovala nad hranicí $5,5 \cdot 10^{-7}$ s, tato funkce aktivována v průběhu výpočtu nikdy nebyla. Ostatně velikost časového kroku a následná aktivace funkce MASS SCALING se dá pohlídat další užitečnou funkcí programu ANSA a tou je funkce CRASH TIME STEP. Jedná se v podstatě o kritérium kvality FE-sítě, jenž nám vyznačí elementy, které nebudou s ohledem na jejich charakteristický rozměr a přiřazených materiálových vlastností vyhovovat námi zadanému časovému kroku v rámci explicitního řešení MKP. A podle toho tedy lze také vidět, u kolika a kterých elementů se MASS SCALING aktivuje.

Po zdárném dokončení fáze preprocesingu, tedy po vytvoření finálního FE-modelu v programu ANSA, byl vyexportován prostřednictvím téhož programu input soubor s příponou .inp pro explicitní verzi řešiče Abaqus. Daný soubor si poté explicitní řešič Abaqus nahrál a dle něj a jistých příkazů, jak lze vidět na obr. č. 32, provedl výpočet příslušné analýzy. Výstupním souborem z provedeného výpočtu byl mimo jiné i výsledkový soubor s příponou .odb, jenž se za účelem vyhodnocení výsledků naimportoval do programu ABAQUS/CAE.

10.8. Použité konzistentní jednotky

Z důvodu správnosti vypočtených hodnot bylo v rámci preprocesingu při dané tvorbě výpočtového modelu důsledně dbáno na použití tzv. konzistentních jednotek příslušných veličin. Příklad konzistentních jednotek je uveden v tabulce č. 5.

Tabulka 5: Konzistentní jednotky

Veličiny	Jednotky podle SI	Použité jednotky
Délka	m	mm
Čas	s	s
Hmotnost	kg	tun
Síla	N	N
Napětí	Pa	MPa
Modul pružnosti	Pa	MPa
Hustota	kg/m ³	tun/mm ³
Rychlost	m/s	mm/s
Energie	N.m	N.mm

11. STÁVAJÍCÍ KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ OSTRUHY

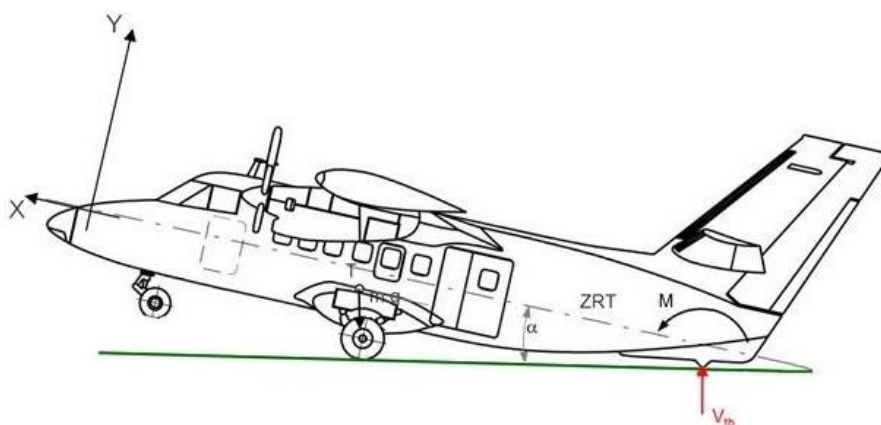
Před samotnou prvotní kvazistatickou analýzou původní konstrukční varianty ostruhy letounu společnosti Aircraft Industries a.s., bylo zapotřebí nejprve zjistit požadavky a kritéria, jenž by mělo stávající popřípadě nové konstrukční řešení ostruhy splňovat. Ostatně zjištění těchto informací bylo také jedním z cílů této diplomové práce.

11.1. Právní letecký předpis AP23

První kritérium, které musí být splněno, představuje požadovaná hodnota absorbované energie ostruhou letounu typu L410 NG. Vztah pro výpočet zmíněné hodnoty byl vyčten z právního leteckého předpisu AP23. V podstatě se jedná o podobnou sbírku leteckých předpisů, jako jsou FAR neboli Federální letecké předpisy. Tato část leteckých předpisů s číslem 23 předepisuje technické normy pro získání certifikace neboli osvědčení letové způsobilosti pro normální, užitné, akrobatické letouny či pro letouny kategorie commuter, do které, jak už bylo v této práci uvedeno, spadá právě letoun L410 NG. Hledané kritérium se nachází v části sbírky § 23.481 s anglickým podtitulem „Tail down landing conditions“ leteckého předpisu AP23. Jeho znění vypadá následovně:

„For a tail down landing, the airplane is assumed to be in the following attitudes:

(A) Impact of the tail bumper for the airplanes with the nose wheel. The limit load must be determined on the basis of the shock strut absorption diagram as the maximum force applied to the bumper when it absorbs the limit energy equal to 0.015 G (here G design landing weight, in kg; energy in kgm). Shockmounting of the bumper is assumed to be fully compressed.” [27]



Obr. 57: Dotek zadní části trupu letounu s povrchem VPD při přistání [27]

Výše uvedené znění předpisu tedy ve zkratce říká, že u letounech s předřevým kolem neboli s předřevým podvozkem je vyžadována kontrola ostruhy pro případ přistání s velkým úhlem náběhu α a doteku zadní části trupu se zemí. Kdy absorbovaná

deformační energie musí být určena na základě průběhu působícího zatížení po směru deformace ostruhy. Tedy ze závislosti celkové reakční síly na celkovém posuvu impaktoru. Mezní neboli minimální hodnota této energie se rovná 0,015G. Kde 0,015 je koeficient, kterým se násobí hodnota hmotnosti letounu při přistání, jenž se značí G a je v kg. Zmíněná energie je pak v kgm. Dále se předpokládá kompletní stlačení ostruhy.

Tudíž požadovaná hodnota absorbované energie ostruhou letounu během její deformace se vypočte dle následujícího vztahu:

$$A^E = 0,015 \cdot G = 0,015 \cdot m_{MLW} = 0,015 \cdot 6800 = 102 \text{ kgm} \quad (43)$$

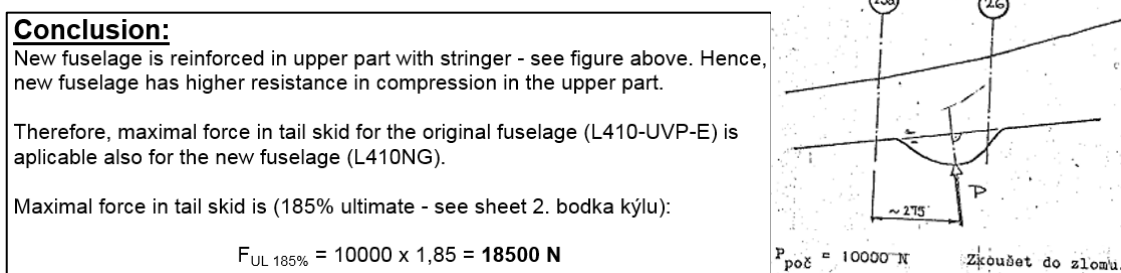
Kde: A^E = je vykonaná práce neboli požadovaná absorbovaná energie ostruhou

$G = m_{MLW}$ = je hmotnost letounu při přistání

Výsledná požadovaná hodnota absorbované energie ostruhou činí **102 kgm**. Takto trochu podivné vyjádření energie, jenž se v rámci tradičních postupů používá v oblasti letectví, lze s ohledem na gravitační zrychlení chápat jako **1020 J**.

11.2. Maximální přípustná hodnota celkové reakční síly

Druhou podmínku, jež musí být splněna, představuje maximálně přípustná hodnota celkové reakční síly. Tedy jedná se o maximální přípustnou hodnotu síly, která může být při namáhání celé sestavy spodního kýlu i s ostruhou přenesena dále na zadní trup letounu, aniž by byla překročena jeho únosnost. Tato hodnota zmíněné síly byla stanovena Výzkumným a zkušebním leteckým ústavem, dále jen VZLÚ, v Praze. Níže na obr. č. 58 je zobrazen závěr ze závěrečné zprávy vypracované právě VZLÚ. Další vybrané části ze závěrečné zprávy VZLÚ se nacházejí v příloze P2 na konci této práce.

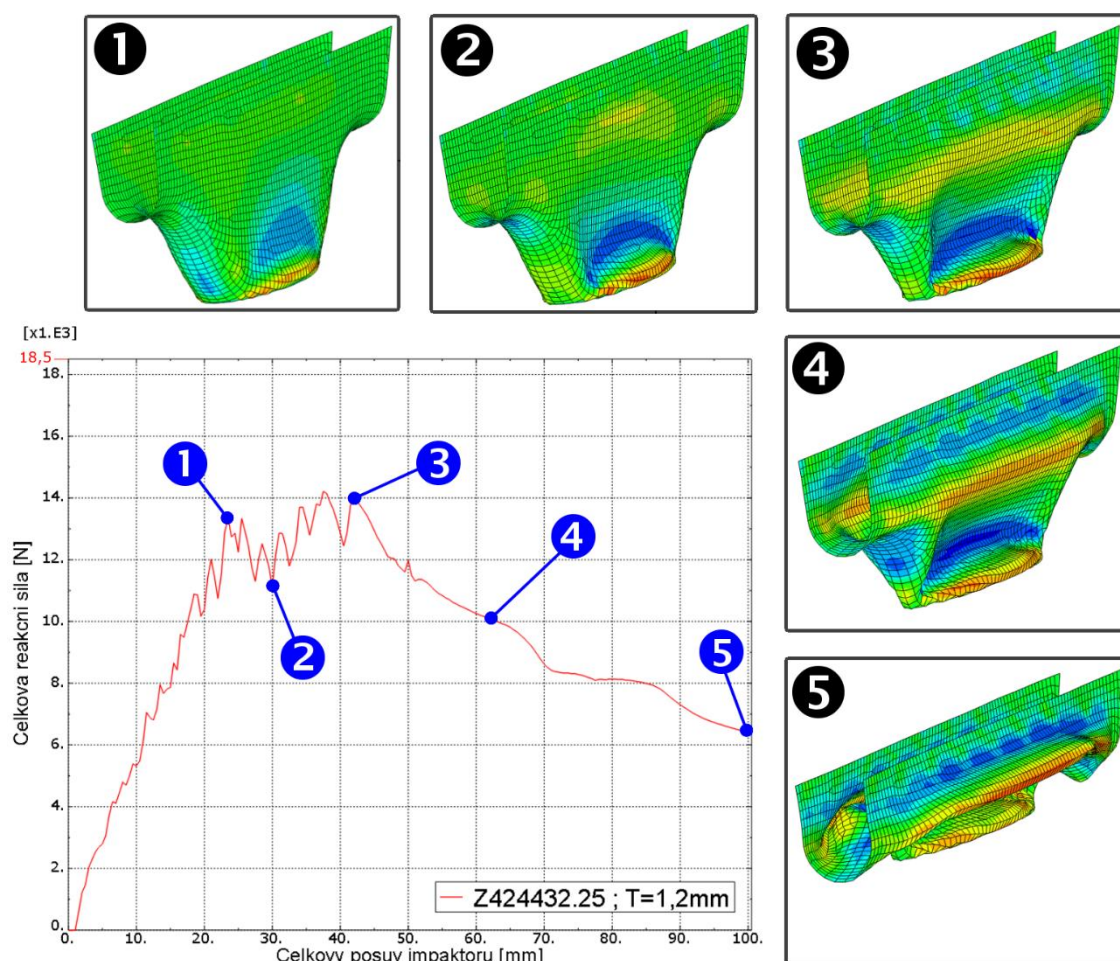


Obr. 58: Vybrané části ze závěrečné zprávy VZLÚ [27]

Z výše uvedeného a také dle přílohy P2 je tedy zřejmé, že maximální přípustnou sílu představuje hodnota **18 500 N**. Tudíž tuto hranici **18,5 kN** nesmí překročit nejvyšší naměřená hodnota celkové reakční síly v referenčním uzlu rigid prvku v rámci obou provedených analýz.

11.3. Kvazistatická analýza stávající konstrukční varianty

V rámci kontroly stávajícího konstrukčního řešení byla provedena kvazistatická analýza ostruhy vyrobené z výlisků plechu o tloušťce 1,2mm a novějšího materiálu v podobě Z424432.25, která se nyní nachází na prototypu letounu L410 NG. Daný materiál nese označení podle staré normy ČSN. Dle stávající evropské normy odpovídá materiálu EN AW-3103-H12. Jedná se tedy o slitinu hliníku s převážujícím chemickým složením Al a Mn, a tepelným zpracováním H12, v podobě deformačního zpevnění, tedy z $\frac{1}{4}$ vytvrzený. Niž lze vidět výsledný průběh deformace vyselektované ostruhy.

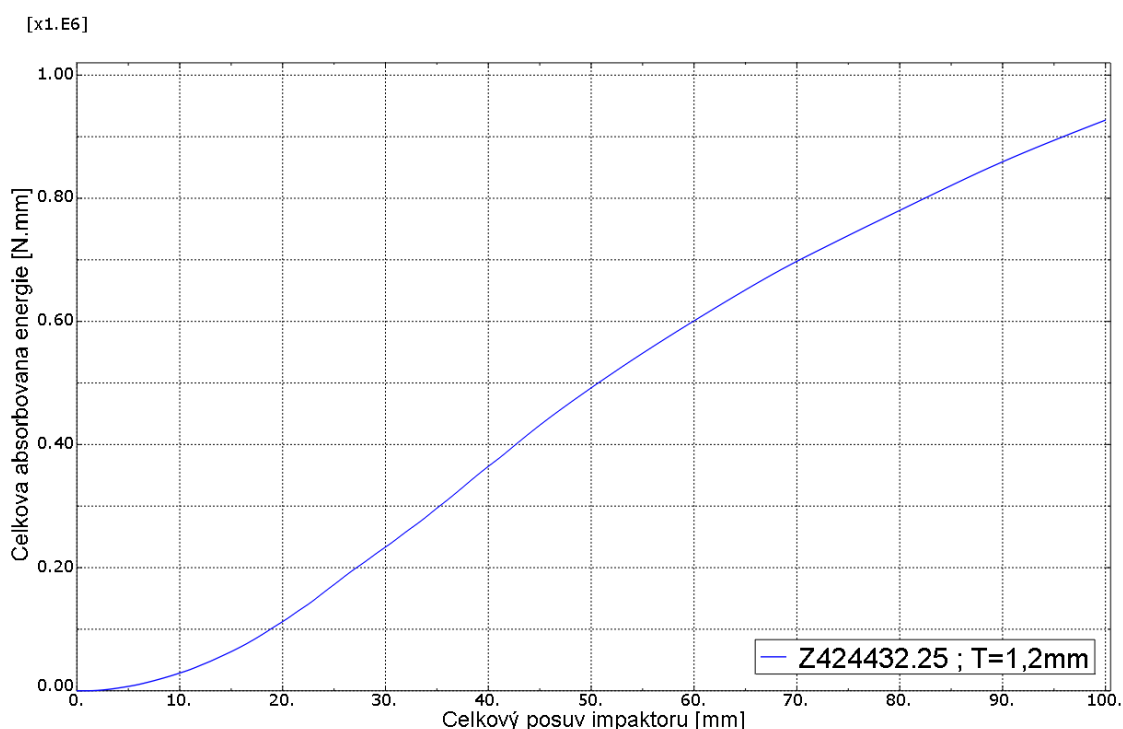


Obr. 59: Průběh deformace původního konstrukčního řešení ostruhy

Z výše uvedeného průběhu je jasně patrné, že u ostruhy, jakožto u tenkostěnného tělesa neboli skořepiny, dochází během deformačního zatěžování ke ztrátě deformační stability v podobě boulení skořepin s postkritickým chováním typu snap-through. Stejně tak můžeme pozorovat, že k výrazné ztrátě stability neboli k boulení stěn dochází během deformace hned dvakrát. Okamžik první ztráty stability představuje na daném průběhu bod s č. 1. Druhé významné boulení pak nastává v bodě č. 3. Vyznačeným

bodům pak odpovídají příslušné deformace zobrazené kolem grafu. Kdy bylo využito vyhodnocení značeného v Abaqusu jako SM2, tedy tzv. Section Moments at integration point, které dle [26] zobrazuje sílu ohybového momentu na jednotku šířky daného skořepinového prvku působící ve směru normály ke střednicové ploše každého skořepinového elementu typu S4. Dané kritérium vyhodnocení, ostatně jak lze vidět výše, umožňuje mimo jiné také detekovat výskyt ohybové napjatosti ve skořepině.

Nicméně podle průběhu lze usuzovat, že zvýrazněná maximální hodnota přípustné reakční síly překročena nebyla. Tudíž stávající koncepce ostruhy danému kritériu vyhovuje. Dále integrací daného průběhu podle dráhy pohybu impaktoru, byla zjištěna hodnota celkové absorbované deformační energie u původní konstrukční varianty ostruhy. Průběh této energie v závislosti na celkovém posuvu impaktoru lze vidět níže na obr. č. 60.



Obr. 60: Celková absorbovaná energie stávajícího konstrukčního řešení ostruhy

Maximální hodnota na ose Y výše uvedeného grafu byla nastavena na 1020 N.m neboli 1020 J, tedy na minimální požadovanou hodnotu celkové absorbované energie ostruhou. Avšak tuto druhou podmínku už stávající ostruha nesplňuje, neboť hodnota celkové absorbované energie dané ostruhy činí pouhých **926 J**. Z toho plyne, že stávající konstrukční řešení ostruhy není schopné absorbovat požadovanou hodnotu deformační energie podle leteckého předpisu AP23. Tudíž aby nebyla stávající koncepce ostruhy v rozporu s právním leteckým předpisem AP23 a bylo tak možné získat typové osvědčení letové způsobilosti pro letoun L410 NG, bylo zapotřebí najít jiný lepší návrh konstrukčního řešení ostruhy tak, aby nové konstrukční řešení ostruhy vyhovovalo oběma zmíněným podmínkám. Hledání nové konstrukční varianty ostruhy je popsáno v následujících kapitolách.

12. ANALÝZA GEOMETRICKÝCH A MATERIÁLOVÝCH ÚPRAV

Na začátku bych chtěl jen podotknout, že za účelem nalezení nejvhodnější konstrukční varianty ostruhy s co nejvyšší hodnotou celkové absorbované deformační energie bylo provedeno opravdu velké množství výpočtů široké škály vzájemných kombinací různých materiálů, tloušťek plechů a geometrických úprav v podobě odlišných tvarů a velikostí postranních prolisů. Z časových důvodů a také vzhledem k omezené velikosti této práce však nelze všechny dosažené výsledky prezentovat. Proto bylo v rámci této práce vybráno jen pár nejvhodnějších materiálů, kde jen u některých je ukázán výběr vhodné tloušťky plechu a následný výběr nejužitečnější úpravy geometrie. Nicméně na konci každého výběru se nachází vzájemné srovnání všech nejlepších konstrukčních variant odvíjejících se právě od počátečního výběru nejvhodnějších materiálů. Hledání zmíněné nejlepší možné konstrukční varianty ostruhy letounu bylo provedeno v rámci kvazistatické analýzy. Až u vybraných nejvhodnějších variant našeho deformačního členu na konci tohoto hledání byla provedena již avizovaná ověřující crash analýza.

12.1. Výběr materiálu

Na začátku našeho hledání kromě původního materiálu ostruhy Z424432.25 byly vybrány další s odlišnými materiálovými charakteristikami, a to především v podobě hustoty, velikostí meze kluzu a meze pevnosti a s tím spojeným odlišným průběhem křivky plasticity a mírou zpevnění každého materiálu. Prostřednictvím výběru vhodného materiálu a následné tloušťky plechu byla snaha se v rámci průběhu deformace co nejvíce přiblížit těsně pod hranici maximální přípustné reakční síly 18,5 kN. Za tím účelem byly vybrány jen materiály s vyšší hodnotou meze kluzu a meze pevnosti, aby bylo zmíněné hranice dosaženo při použití stejné popřípadě menší tloušťky plechu, a tím tak bylo ušetřeno na materiálu. Použitím menší tloušťky plechu prostřednictvím materiálů s navíc převážně menší hustotou taktéž vedlo k výhodnému snížení hmotnosti celé konstrukce ostruhy. V rámci výběru vhodného materiálu byly použity následující další nové materiály:

1) EN AW-5754 - O

Slitina hliníku s převažujícím chemickým složením Al a Mg, a druhem tepelného zpracování v podobě žíhání.

2) EN AW-6061 - T6

Slitina hliníku s převažujícím chemickým složením Al, Mg, Si a Cu, a tepelným ošetřením v podobě umělého stárnutí následovaném po rozpouštěcím žíhání.

3) EN AW-3004 - H39

Slitina hliníku s převažujícím chemickým složením Al, Mn a Mg, a tepelným zpracováním v podobě deformačního zpevnění a stabilizování, tedy plně extra vytvrzený.

4) EN AW-5754 - H22

Slitina hliníku s převažujícím chemickým složením Al a Mg, a druhem tepelného zpracování v podobě deformačního zpevnění a částečného žíhání, tedy z ¼ vytvrzený.

5) EN AW-3003 - H12

Slitina hliníku s převažujícím chemickým složením Al, Mn a Cu, a druhem tepelného zpracování v podobě deformačního zpevnění, tedy z ¼ vytvrzený.

6) EN AW-3003 - H18

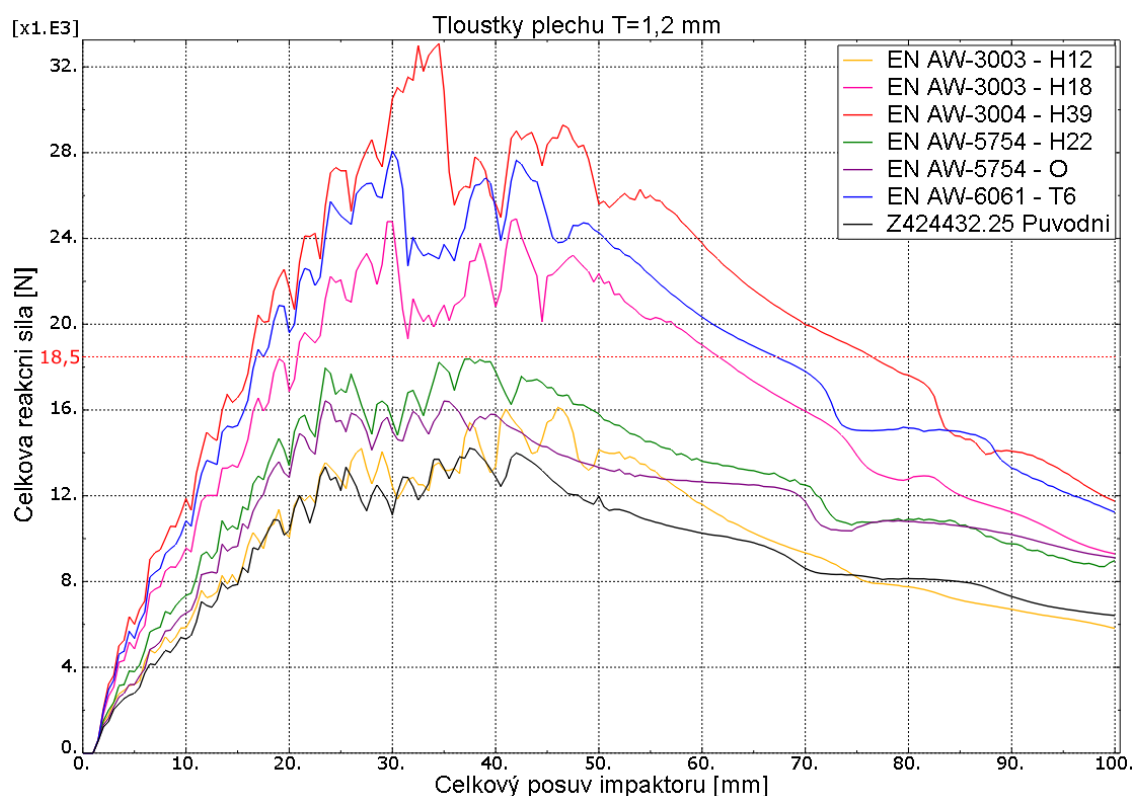
Slitina hliníku s převažujícím chemickým složením Al, Mn a Cu, a druhem tepelného zpracování v podobě deformačního zpevnění, tedy plně vytvrzený.

Všechny vybrané materiály mají samozřejmě velmi dobrou svařitelnost, odolnost vůči korozi a taktéž jsou dobře tvářitelné, což se pro výrobu ostruhy lisováním a následným svařováním plechů vyžaduje. Stejně jako původní Z424432.25, tak i tyto nové materiály byly modelovány prostřednictvím multilineárního elasto-plastického modelu materiálu s izotropním zpevněním. Z toho plyne, že byly definovány úplně stejným způsobem, jako původní materiál. Následující tabulka č. 6 ukazuje materiálové charakteristiky všech použitých variant materiálů ostruhy.

Tabulka 6: Přehled použitých variant materiálů ostruhy

Materiál	Značení	Modul pružnosti [MPa]	Hustota [kg/m³]	Mez kluzu [MPa]	Mez pevnosti [MPa]
Z424432.25 (EN AW-3103 - H12)	AlMn1	70000	2800	100	150
EN AW-5754 - O	AlMg3	69000	2670	100	280
EN AW-6061 - T6	AlMg1SiCu	69000	2700	240	300
EN AW-3004 - H39	AlMn1Mg1	69000	2720	260	310
EN AW-5754 - H22	AlMg3	69000	2670	150	250
EN AW-3003 - H12	AlMn1Cu	69000	2730	110	280
EN AW-3003 - H18	AlMn1Cu	69000	2730	170	240

Níže na obr. č. 61 lze pro zajímavost vidět srovnání jednotlivých průběhů deformace ostruhy při použití všech výše uvedených variant materiálů s původní hodnotou tloušťky plechu, která činí 1,2 mm.



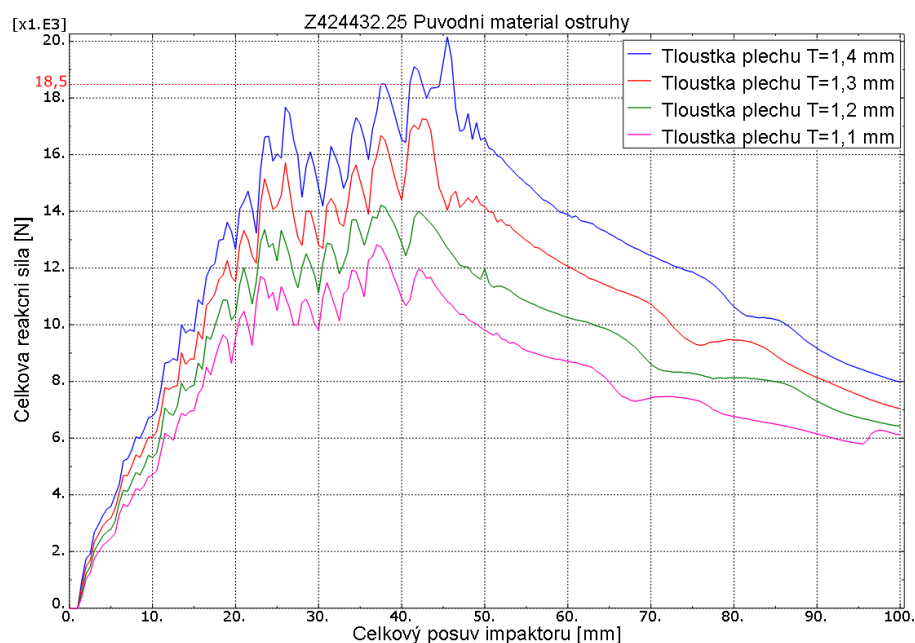
Obr. 61: Průběh deformace materiálových variant ostruhy s tloušťkou plechu 1,2 mm

Z výše uvedených závislostí celkové reakční síly na celkovém posuvu impaktoru jednotlivých variant materiálů je patrné, že nejvíce původní geometrické konfiguraci ostruhy s tloušťkou plechu 1,2 mm vyhovuje varianta s použitým materiálem EN AW-5754 - H22, kde se nejvyšší hodnota celkové reakční síly průběhu deformace ostruhy nachází těsně pod hranicí maximální přípustné reakční síly 18,5 kN. Dle tabulky č. 6 a výše zobrazených průběhů deformace lze také pozorovat, jak větší hodnoty meze kluzu a meze pevnosti s ohledem na celkovou reakční sílu zvyšují úroveň průběhu deformace dané materiálové varianty ostruhy. Nicméně, jak lze vidět výše, u ostatních variant bylo zapotřebí vybrat vhodnější hodnotu tloušťky plechu, a to právě z toho důvodu, abychom zmíněné průběhy deformace ostatních materiálových variant ostruhy stáhli pod, popřípadě zvedli k hranici maximální dovolené hodnoty reakční síly.

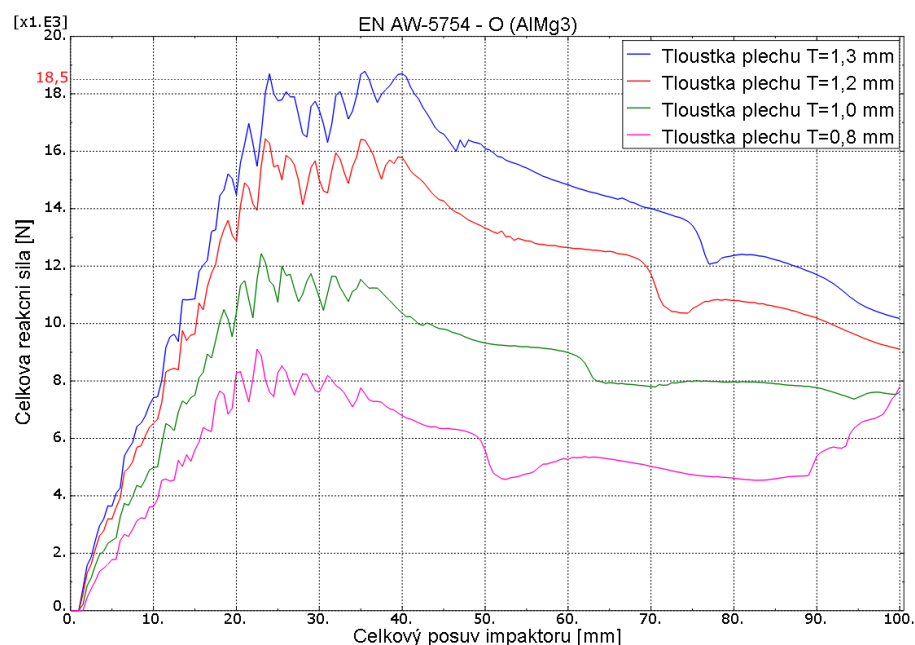
12.2. Výběr tloušťky plechu

Po výběru nejvýhodnějších materiálů ostruhy následoval výběr vhodné tloušťky pro každou ze zmíněných materiálových variant. Z toho důvodu bylo zapotřebí provést optimalizaci a zároveň citlivostní analýzu na změnu tloušťky plechu pro každou variantu materiálu. Jen podotknu, že po změně velikosti meze kluzu a meze pevnosti materiálu je změna tloušťky plechu druhým možným způsobem, jak zvýšit popřípadě snížit úroveň závislosti celkové reakční síly na celkovém posuvu impaktoru. A tím pochopitelně ovlivnit celkovou hodnotu absorbované deformační energie ostruhy.

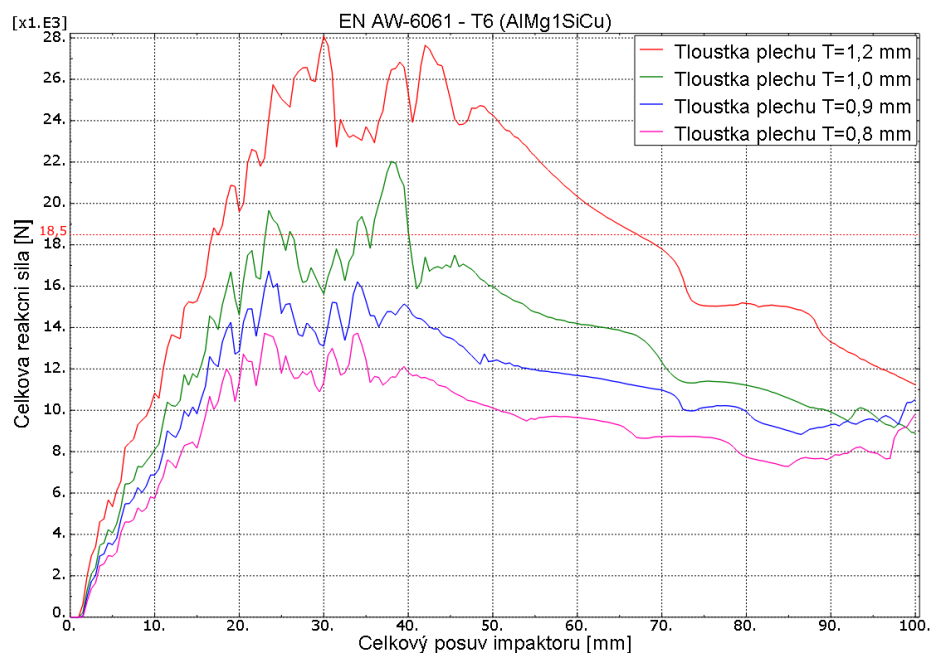
Jelikož ze zmíněných průběhů deformace ostruhy v rámci této citlivostní analýzy je největší velikost absorbované deformační energie různých variant tloušťek plechu více než patrná, postačí nám pro výběr nejvhodnější tloušťky pro jednotlivé modely materiálu opět jen závislost celkové reakční síly na celkovém posuvu. Avšak vliv změny tloušťky plechu je níže ukázán jen pro první čtyři materiálové varianty uvedené v tabulce č. 6. Nicméně na konci tohoto výběru tloušťky plechu bude srovnání všech nejvýhodnějších možných konstrukčních variant ostruhy poskládaných z kombinací nejvhodnějších materiálů a hodnot tloušťky plechu.



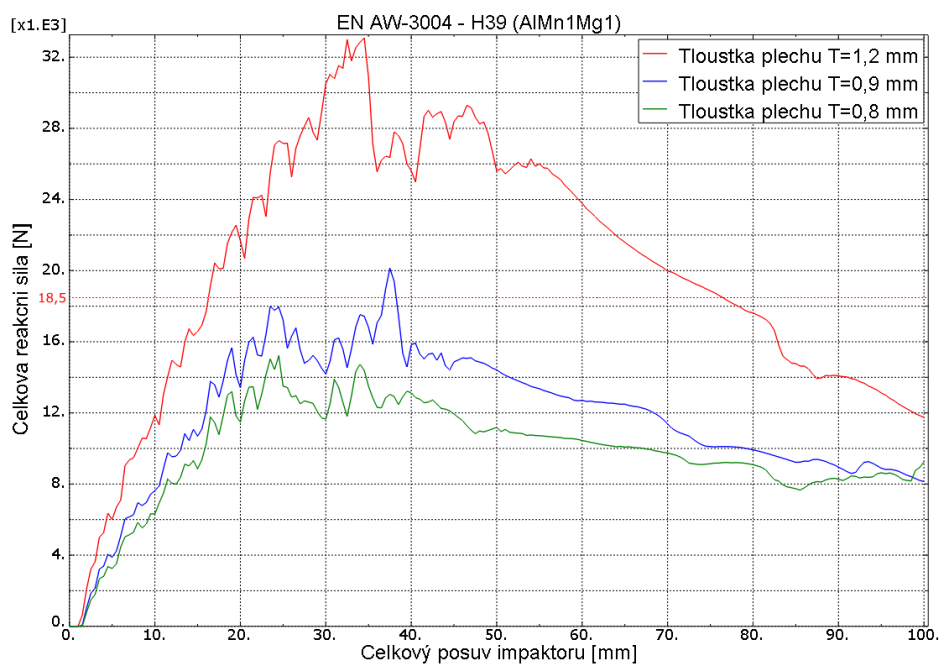
Obr. 62: Výběr nejvhodnější tloušťky plechu původního materiálu ostruhy Z424432.25



Obr. 63: Výběr nejvhodnější tloušťky plechu materiálu EN AW-5754 - O



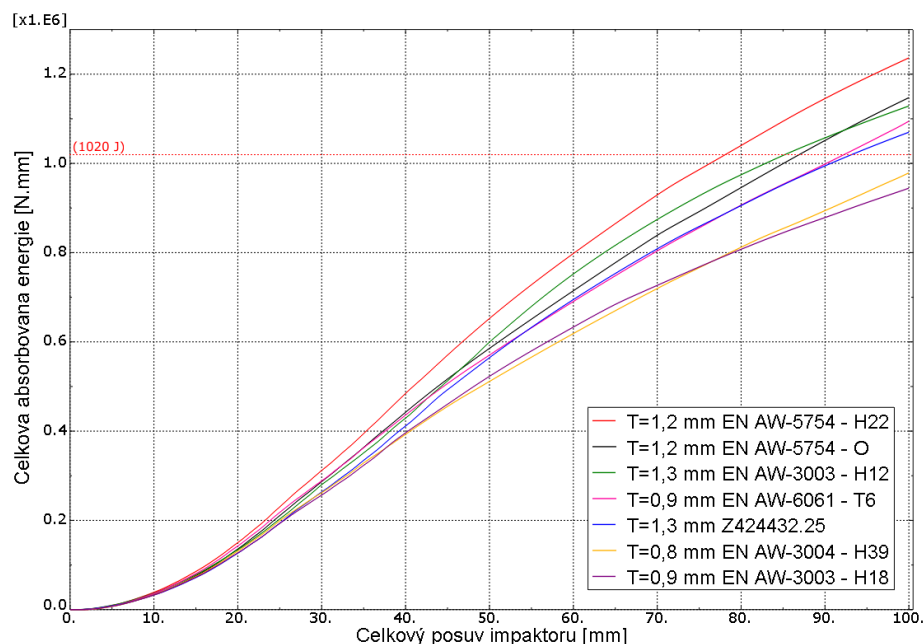
Obr. 64: Výběr nejvhodnější tloušťky plechu materiálu EN AW-6061 - T6



Obr. 65: Výběr nejvhodnější tloušťky plechu materiálu EN AW-3004 - H39

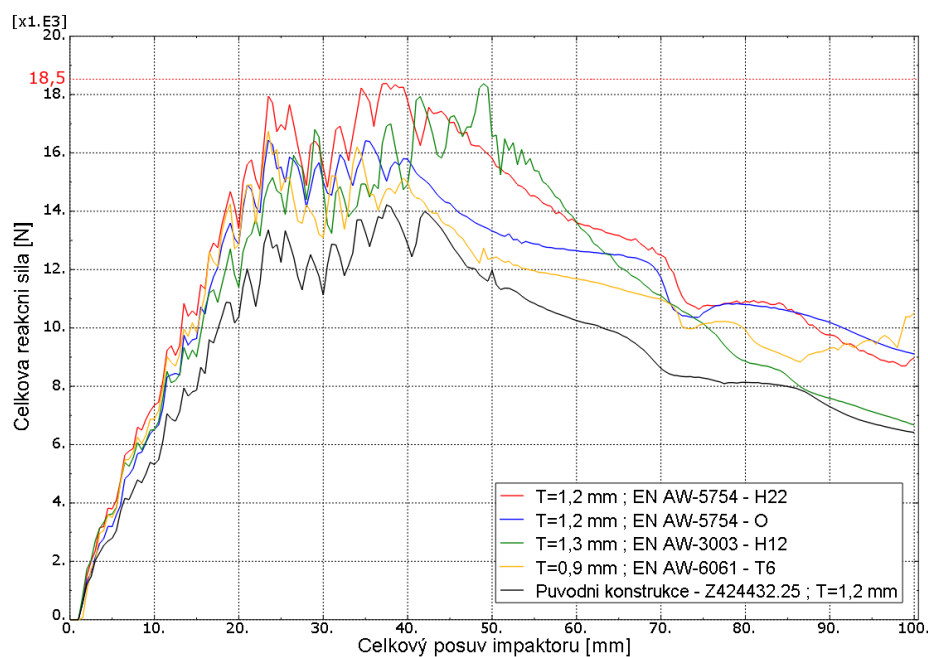
V rámci optimalizace bylo u jednotlivých, a to nejen u výše zobrazených, materiálových variant ostruhy použito rozdílných hodnot tloušťky plechu právě z důvodu nejbližšího přiblížení dané závislosti neboli průběhu deformace k hranici maximální přípustné reakční síly. Vybrané hodnoty tloušťky plechu pro jednotlivé materiálové varianty ostruhy lze najít níže ve slibovaném vzájemném srovnání doposud zatím nejlepších možných konstrukčních variant ostruhy s původním tvarem střednicové plochy bez použití prolisů. V tomto případě za účelem zjištění hodnot celkové absorbované deformační energie u jednotlivých variant ostruhy a následném výběru varianty

nejvýhodnější, bylo nutné výsledné průběhy deformace ještě zvlášť integrovat podle dráhy pohybu impaktoru. Porovnání takto vzniklých průběhů celkové absorbované deformační energie v závislosti na celkovém posuvu impaktoru jednotlivých doposud vybraných variant ostruhy lze vidět na obr. č. 66.



Obr. 66: Srovnání celkové absorbované energie u vybraných variant ostruhy

Následuje vzájemné srovnání průběhů deformace doposud nalezených nejlepších možných konstrukčních variant ostruhy. Pro přehlednost byly vybrány pouze první 4 konstrukční varianty ostruhy s největší celkovou absorbovanou deformační energií. Pro porovnání byl přidán taktéž průběh deformace původního konstrukčního řešení ostruhy.



Obr. 67: Srovnání průběhů deformace u vybraných konstrukčních variant ostruhy

Doplňující informace k vzájemnému srovnání doposud vytvořených zatím nejlepších možných konstrukčních variant ostruhy poskytuje následující tabulka č. 7. Lze v ní najít, jaké byly nakonec vybrány tloušťky plechu pro jednotlivé materiálové varianty ostruhy. Dále také v tabulce můžeme zjistit hledané hodnoty celkové absorbované deformační energie či celkovou hmotnost, změřenou prostřednictvím programu ANSA, každé jednotlivé konstrukční varianty ostruhy.

Tabulka 7: Nalezené doposud nejlepší konstrukční varianty ostruhy bez prolisů

Materiál	Tloušťka plechu [mm]	Hmotnost ostruhy [kg]	Absorbovaná energie [J]
EN AW-5754 - H22	1,20	0,37	1236
EN AW-5754 - O	1,20	0,37	1147
EN AW-3003 - H12	1,30	0,40	1128
EN AW-6061 - T6	0,90	0,28	1094
Z424432.25 (EN AW-3103 - H12)	1,30	0,42	1069
EN AW-3004 - H39	0,80	0,25	978
EN AW-3003 - H18	0,90	0,28	944
Z424432.25 (EN AW-3103 - H12)	1,20	0,38	926

Z výše uvedeného srovnání je patrné, že doposud nejvhodnější konstrukční variantu ostruhy s nejlepšími sledovanými vlastnostmi a s původním nezměněným tvarem střednicové plochy, tedy bez prolisů, představuje kombinace materiálu EN AW-5754 - H22 a tloušťky plechu 1,2 mm. Tato konstrukční varianta ostruhy je schopná absorbovat výrazně větší množství deformační energie než ostatní vybrané varianty, jak lze vidět na obr. č. 66. Přitom její hmotnost je srovnatelná s hmotností stávajícího nevyhovujícího konstrukčního řešení ostruhy, jenž se také za účelem srovnání nachází ve výše uvedené tabulce. Naopak si lze všimnout, že neuspěly varianty, kde byly použity materiály s největšími hodnotami meze kluzu a meze pevnosti. Tyto materiály byly voleny právě pro jejich vysoké hodnoty zmiňovaných charakteristik s cílem ušetřit na materiálu a vidinou dostatečně tuhé a zároveň velmi lehké výsledné konstrukční varianty ostruhy. Nicméně u těchto materiálových variant, ostatně jak lze vidět na obr. č. 65, se nepodařilo rozumnou změnou tloušťky plechu dostat úroveň průběhu deformace blíže k hranici maximální přípustné reakční síly

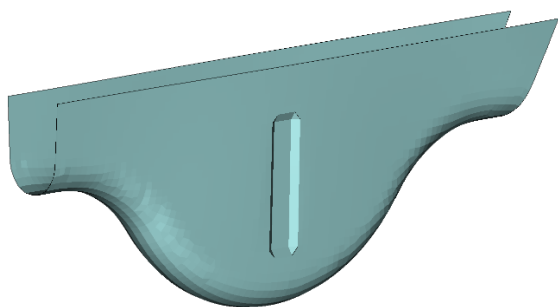
18,5 kN jako například u variant materiálů EN AW-5754 - H22 a EN AW-3003 - H12, které jsou se svými příslušnými hodnotami tloušťky plechu v rámci průběhu deformace zmíněné hranici nejbliž. A tím logicky absorbují i velké množství deformační energie. Dále lze pozorovat, že původní hodnota tloušťky plechu zůstala dvojici variant s oběma materiály třídy EN AW-5754. Neboť v tomto případě už nešlo změnou tloušťky plechu docílit lepších sledovaných vlastností. Dále velmi dobrý poměr mezi tloušťkou plechu, hmotností a hodnotou celkové absorbované deformační energie má konstrukční varianta materiálu EN AW-6061 - T6 s tloušťkou plechu 0,9 mm. Navzdory všemu si však lze všimnout, že nepatrné zvýšení tloušťky plechu u původní koncepce ostruhy pomohlo dané konstrukci absorbovat požadovanou hodnotu deformační energie dle předpisu AP23. Tudiž by se zdálo, že daný problém je vyřešen. Přesto však hledání ostruhy se schopností absorbovat co největší množství deformační energie pokračovalo dále. Jelikož rozumná změna tloušťky plechu již dále u vybraných variant ostruhy nevedla k dosažení lepších sledovaných vlastností, byla fáze výběru vhodné tloušťky plechu pro vybrané varianty materiálů ostruhy ukončena. V příloze P3 na konci této práce lze najít srovnání průběhů deformace všech doposud vybraných konstrukčních variant ostruhy s původním tvarem střednicové plochy bez použití prolisů.

12.3. Výběr vhodné úpravy geometrie

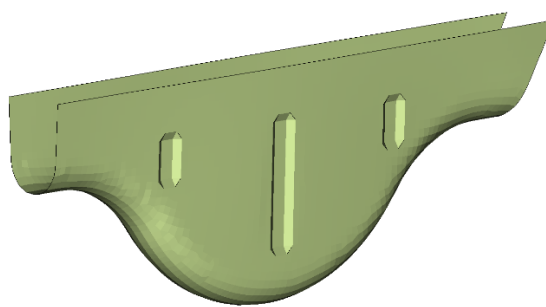
Třetí a zároveň v rámci této práce i poslední možnost jak změnit průběh deformace ostruhy představuje úprava tvaru střednicové plochy v podobě zavedení prolisů. Vhodnou volbou materiálu a tloušťky plechu byla snaha o zvýšení hodnoty celkové absorbované deformační energie právě prostřednictvím přiblížení úrovně daného průběhu deformace, neboli křivky popisující závislost celkové reakční síly na celkovém posuvu impaktoru, blíže k hranici maximální přípustné reakční síly 18,5 kN. Vhodná úprava geometrie v podobě tvorby prolisů byla provedena hlavně z důvodu ovlivnění průběhu deformace po druhé významné ztrátě deformační stability, kterou představovalo boulení stěn v horní polovině ostruhy. Cílem bylo opět zvednout úroveň křivky popisující toto postkritické chování a zároveň udržet její průběh u hranice celkové reakční síly, a to alespoň té, při které došlo k dané druhé podstatné ztrátě deformační stability. Původním záměrem bylo tedy napodobit výsledný průběh deformace ostruhy křivce, která v pracovním diagramu popisuje chování ideálně elasto-plastického modelu materiálu. Tím se má na mysli postupná deformace ostruhy pod plným a stálým zatížením v plastické oblasti. V ideálním případě, kdyby zmíněnou stálou hodnotu zatížení představovala hodnota těsně pod hranici maximální celkové přípustné reakční síly. Z toho důvodu byly voleny podélné prolisy střednicové plochy ve směru působícího zatížení v podobě posuvu impaktoru. Taktéž jejich umístění bylo situováno převážně do míst, kde docházelo ke zmiňovanému druhému velkému boulení střednicové plochy ostruhy. Nicméně zavedením prolisů se také zvýšila celková tuhost konstrukce ostruhy. Což mělo za následek opět z pohledu celkové reakční síly zvýšení úrovně křivky popisující závislost celkové reakční síly na celkovém posuvu impaktoru.

Avšak tuto skutečnost lze spíše považovat za výhodnou, neb byly v jistých případech sníženy hodnoty tloušťek plechu, a tím se naskytla možnost opět šetřit na materiálu a snížit celkovou hmotnost výsledné konstrukční varianty ostruhy.

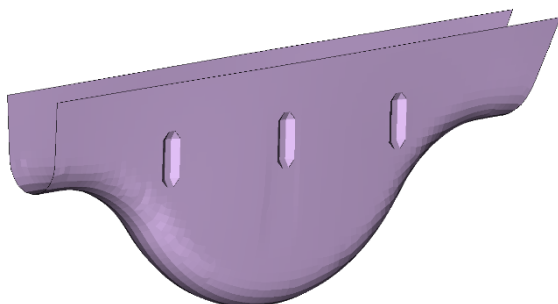
Opět bych rád podotknul, že bylo spočteno opravdu velké množství různých geometrických variant ostruhy, tedy byla simulována široká škála kombinací tvarů, velikostí a celkového uspořádání podélných prolisů. V rámci této práce bylo pro ukázkou vybráno prvních 6 nejvýhodnějších geometrických konfigurací v podobě šestice nejlepších variant prolisů střednicové plochy ostruhy. Tyto vybrané geometrické varianty lze jednotlivě vidět níže v obr. č. 68 až 73.



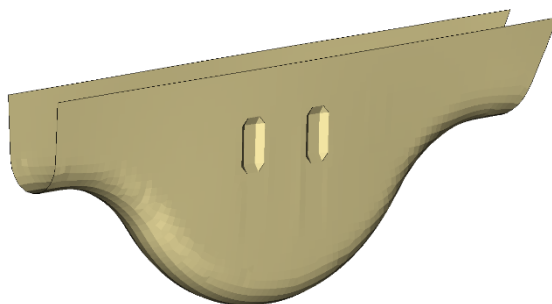
Obr. 68: Varianta č. 1



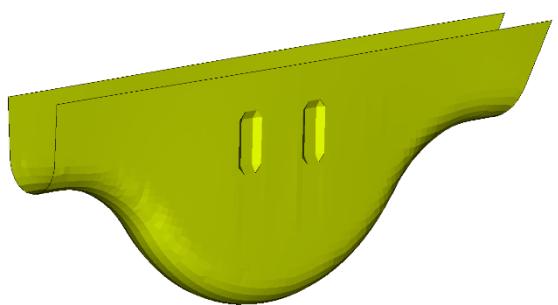
Obr. 69: Varianta č. 2



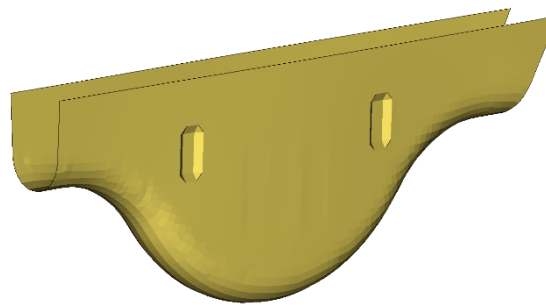
Obr. 70: Varianta č. 3



Obr. 71: Varianta č. 4



Obr. 72: Varianta č. 5

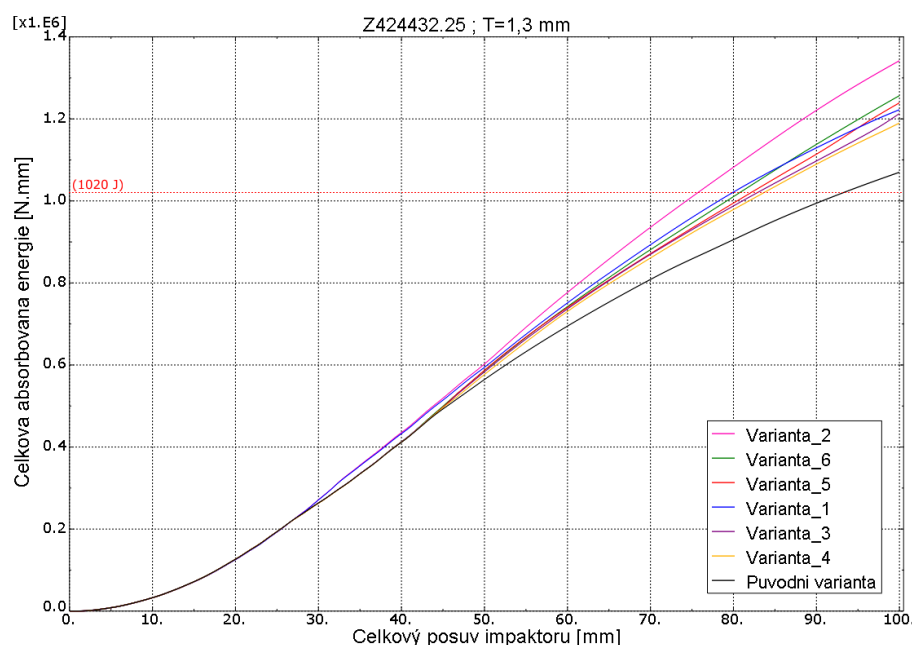


Obr. 73: Varianta č. 6

Dále jen dodám, že geometrické varianty č. 4 a č. 5 se opravdu od sebe liší, a to v délce viditelných podélných prolisů. Neboť na obr. č. 71 a obr. č. 72 daný nepatrný délkový rozdíl nelze moc dobře rozpoznat.

Všechny výše zobrazené vybrané úpravy geometrie, v podobě 6 různých variant tvarů a uspořádání prolisů, byly aplikovány na všechny doposud nalezené nejvýhodnější konstrukční varianty ostruhy, které jsou uvedené v tabulce č. 7. Cílem bylo ještě více zvednout hodnotu celkové absorbované deformační energie jednotlivých variant a najít tak dle zmiňované hodnoty tu finální absolutně nejvýhodnější konstrukční variantu ostruhy vzniklou z kombinace právě vhodného materiálu, výhodné tloušťky plechu a vhodné geometrické úpravy střednicové plochy. Opět z důvodu omezené velikosti této práce bude následně ukázán celý proces výběru vhodné geometrické úpravy pouze u původního materiálu Z424432.25 s tloušťkou plechu 1,3 mm, tedy jen na jedné z uvedených variant v tabulce č. 7. Nicméně na dalších třech variantách budou ukázány průběhy celkových absorbovaných deformačních energií v závislosti na posuvu impaktoru, a to u všech vyhovujících geometrických modifikací. A taktéž srovnání průběhů deformace už vybraných nejvhodnějších geometrických konfigurací pro každou z trojice zmíněných doposud vytvořených variant. Závěrečné vzájemné srovnání všech doposud nalezených konstrukčních variant z tabulky č. 7 s jejich příslušnou geometrickou modifikací střednicové plochy lze potom očekávat v následující kapitole.

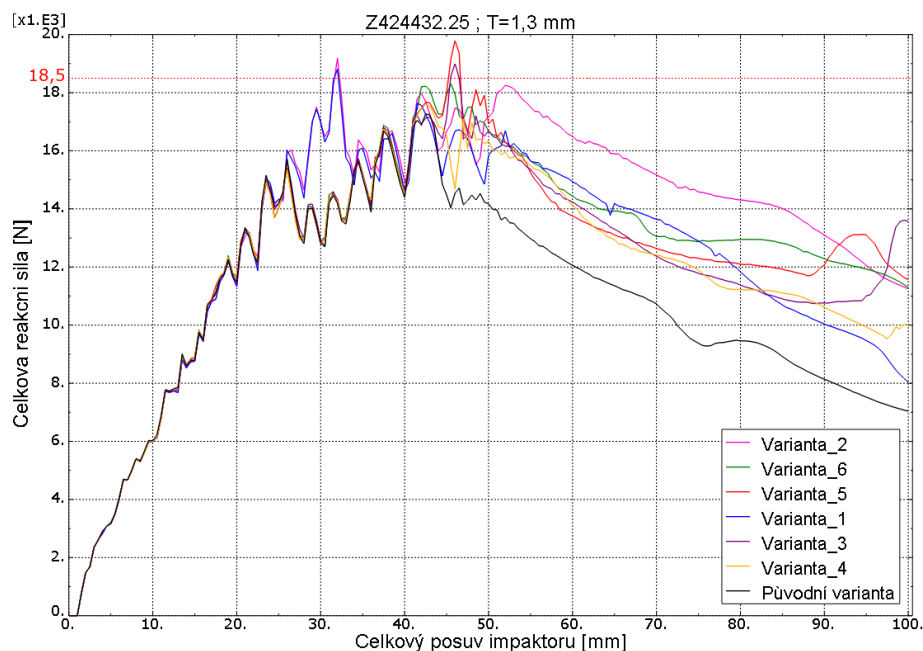
Nicméně zpět k původnímu materiálu Z424432.25 s novou tloušťkou plechu 1,3 mm a hledání nejvhodnější úpravy geometrie pro tuto variantu. Nejprve byl tedy proveden výpočet se všemi výše uvedenými geometrickými modifikacemi s tloušťkou plechu 1,3 mm. Níže lze vidět výsledné celkové absorbované deformační energie jednotlivých geometrických variant.



Obr. 74: Srovnání absorbované energie u jednotlivých geometrických modifikací

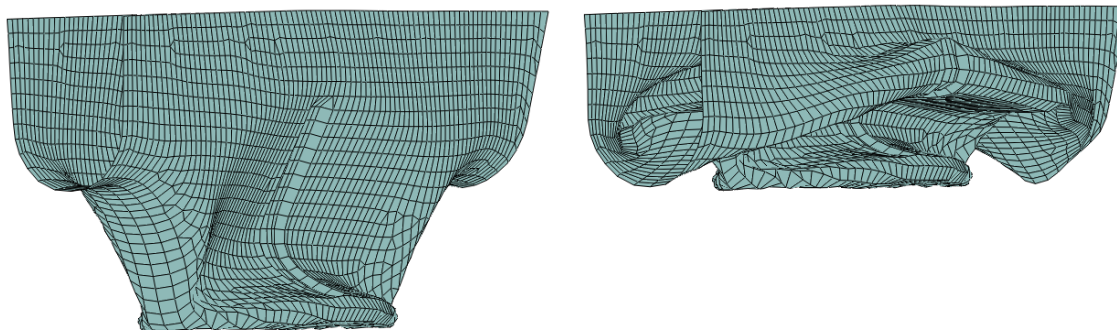
Na výše uvedeném obr. č. 74 si lze všimnout, že všechny uvedené geometrické úpravy střednicové plochy zvýšily hodnotu celkové absorbované deformační energie původní konstrukční varianty s materiálem Z424432.25 s tloušťkou plechu 1,3 mm. Jak vidno, tak absorbování nejvyšší hodnoty zmíněné energie poskytuje geometrická varianta s č. 2. Nicméně dále je velmi důležité se také podívat na průběhy deformace

jednotlivých geometrických variant ostruhy. Zdali všechny splňují i druhou podmínku o maximální možné velikosti celkové reakční síly. Dané srovnání lze vidět na obr. č. 75.

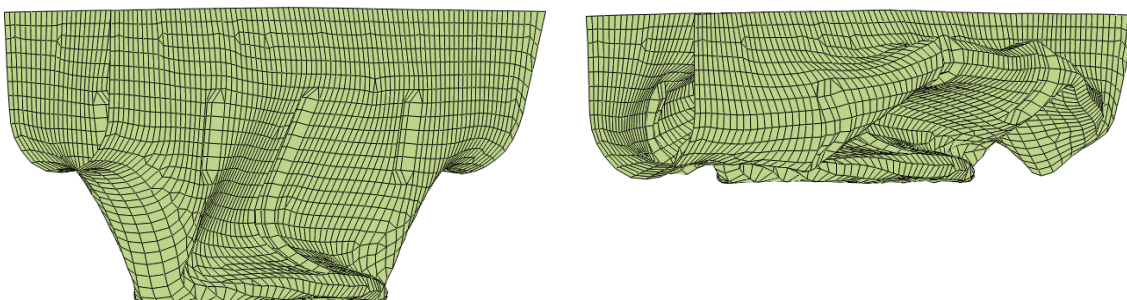


Obr. 75: Srovnání výsledných průběhu deformace u jednotlivých modifikací

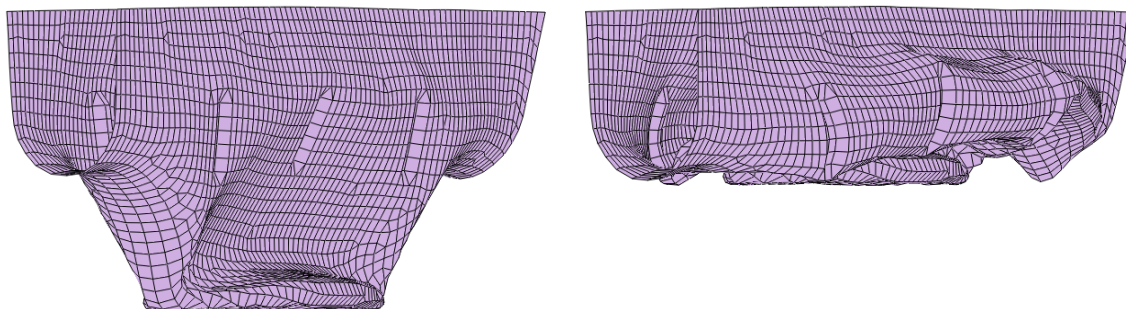
Pro vizuální ukázkou ještě doplním obrázky odpovídajících deformací ve dvou časových okamžicích daného konstrukčního řešení ostruhy postupně se všemi geometrickými variantami úprav střednicové plochy. Podotknu jen, že ostruha je vyselektovaná.



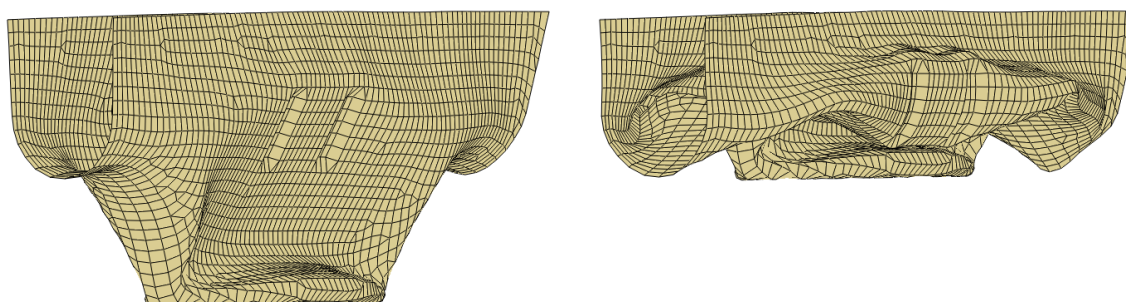
Obr. 76: Deformace geometrické varianty č. 1 v polovině a na konci zatěžování



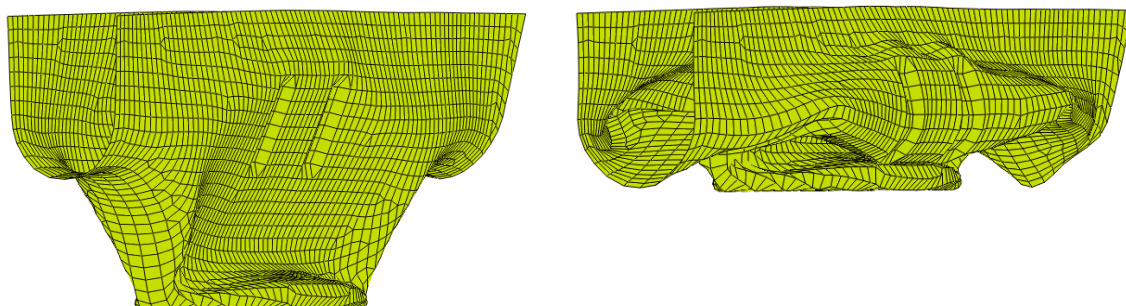
Obr. 77: Deformace geometrické varianty č. 2 v polovině a na konci zatěžování



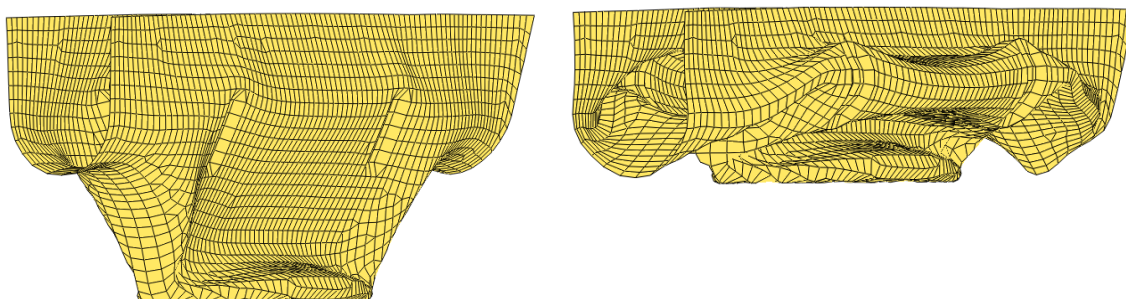
Obr. 78: Deformace geometrické varianty č. 3 v polovině a na konci zatěžování



Obr. 79: Deformace geometrické varianty č. 4 v polovině a na konci zatěžování



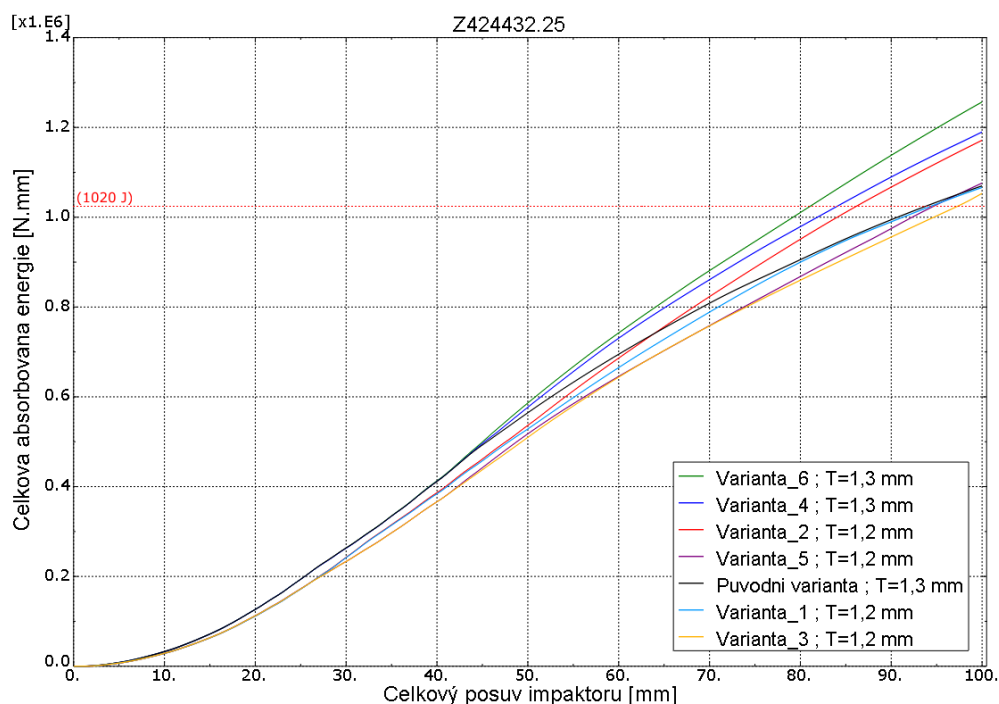
Obr. 80: Deformace geometrické varianty č. 5 v polovině a na konci zatěžování



Obr. 81: Deformace geometrické varianty č. 6 v polovině a na konci zatěžování

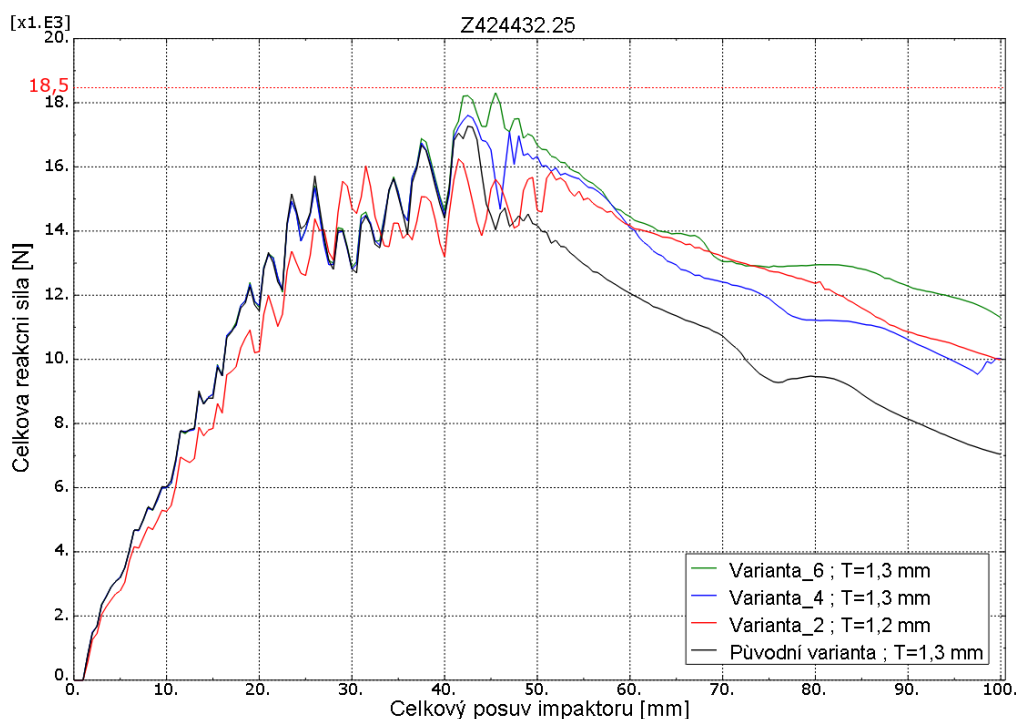
Deformace jednotlivých geometrických variant v levé části představují okamžik těsně po druhé výrazné ztrátě deformační stability ostruhy. Lze si tudíž u zmíněných deformací všimnout vznikajícího boulení v horní části ostruhy. Na pravé straně jsou pak zobrazeny konečné deformace jednotlivých geometrických modifikací. Ty se od sebe už liší podstatně více, a to právě díky různému uspořádání, tvarů a velikostí prolisů. Lze si také dle výše uvedených průběhů deformace všimnout, jak výrazný je rozdíl mezi variantami č. 4 a č. 5, a to především při zmiňované druhé ztrátě stability a ke konci zatěžování. Aneb co způsobí jen o cca 5 až 10 mm delší podélné prolisy, kdy s ohledem na celkovou absorbovanou energii vychází lépe varianta s delšími podélnými prolisy.

Nicméně se opět vrátíme k výslednému vzájemnému srovnání zmiňovaných závislostí na obr. č. 75. Kde můžeme vidět, že varianta č. 2 s nevyšší hodnotou celkové absorbované deformační energie nevyhovuje zmiňované podmínce, kdy překračuje hranici maximální přípustné hodnoty celkové reakční síly. Spolu s ní tak učinily i další varianty s čísly 1, 3, a 5. V danou chvíli se proto nejvhodnější geometrickou úpravou pro danou konstrukční variantu jeví být modifikace s označením č. 6 s druhou nejvyšší hodnotou celkové absorbované energie. Presto však bylo zapotřebí zkontrolovat, jestli uvedené nevyhovující geometrické varianty nebudou i s nepatrným snížením hodnoty tloušťky plechu vycházet z pohledu absorbované energie stále lépe než varianta č. 6 s tloušťkou plechu 1,3 mm. Z toho důvodu proběhla další iterace výpočtu tentokrát s nižšími hodnotami tloušťek plechu u zatím nevyhovujících variant. Porovnání výsledných celkových absorbovaných deformačních energií lze tak vidět na obr. č. 82.



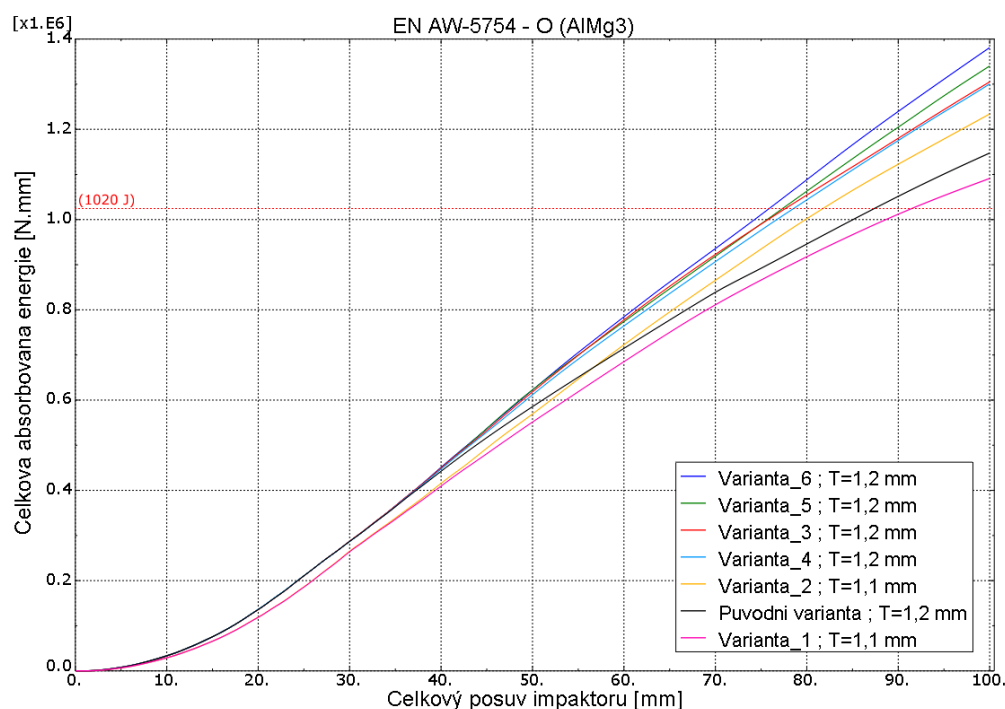
Obr. 82: Srovnání celkové absorbované energie u jednotlivých variant geometrie

Dle výše zobrazených průběhů je patrné, že geometrické varianty s nepatrně sníženou tloušťkou plechu v rámci hodnoty celkové absorbované energie již nepředběhnou variantu s č. 6. Nicméně, jak lze vidět i na dalším obr. č. 83, stále velkou tuhostí a hodnotu absorbované energie disponuje geometrická varianta č. 2, a to i se sníženou tloušťkou plechu. Nejvhodnější vybranou geometrickou úpravou ostruhy se však pro daný materiál stává varianta č. 2 s tloušťkou plechu 1,3 mm. Vybranou nejvýhodnější variantu ostruhy v porovnání s dalšími dvěma geometrickými modifikacemi a původní dříve nalezenou konstrukční variantou s neupraveným tvarem střednicové plochy lze pozorovat na obr. č. 83.

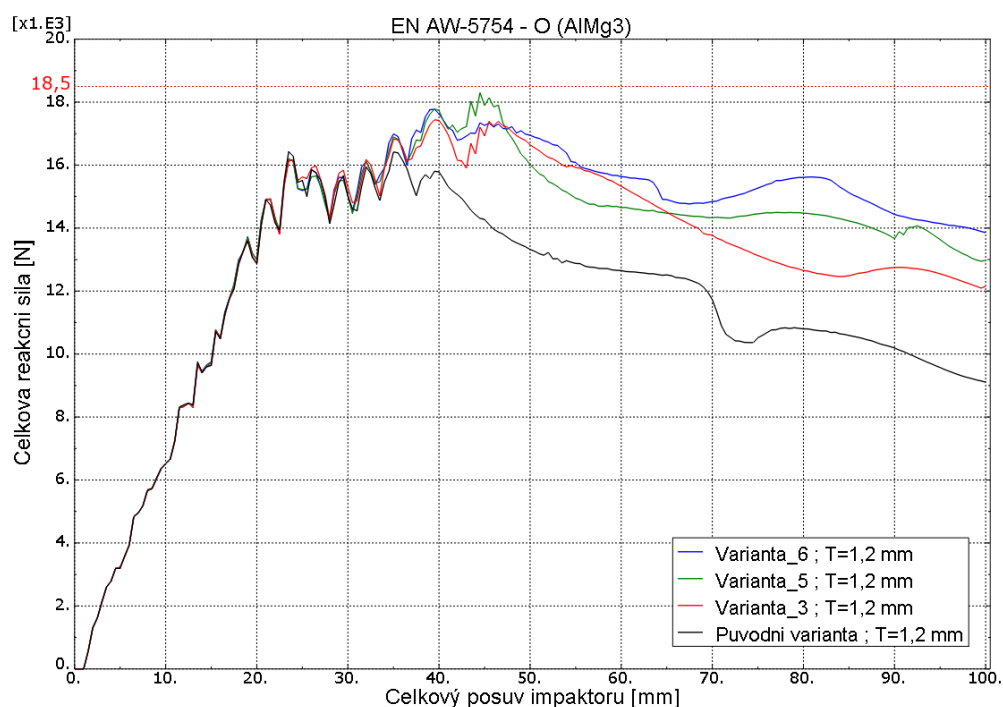


Obr. 83: Průběhy deformace konstrukčních variant ostruhy s materiálem Z424432.25

V podstatě stejným způsobem byly vybíraný vhodné geometrické úpravy střednicových ploch i u ostatních zatím nalezených konstrukčních variant ostruhy, jež jsou uvedeny v tabulce č. 7. U další vybrané trojice ze zmíněné tabulky ukáží pouze srovnání výsledných celkových absorbovaných deformačních energií, podle něhož byla vybírána ta nejvhodnější geometrická modifikace příslušné varianty. Ta bude vzápětí v rámci průběhu deformace ukázána v porovnání s dalšími geometrickými úpravami, které měly druhou a třetí nejvyšší hodnotu celkové absorbované deformační energie. Taktéž bude pro srovnání přidána i původní doposud nalezená konstrukční varianta bez geometrické úpravy střednice ze zmíněné vybrané trojice.

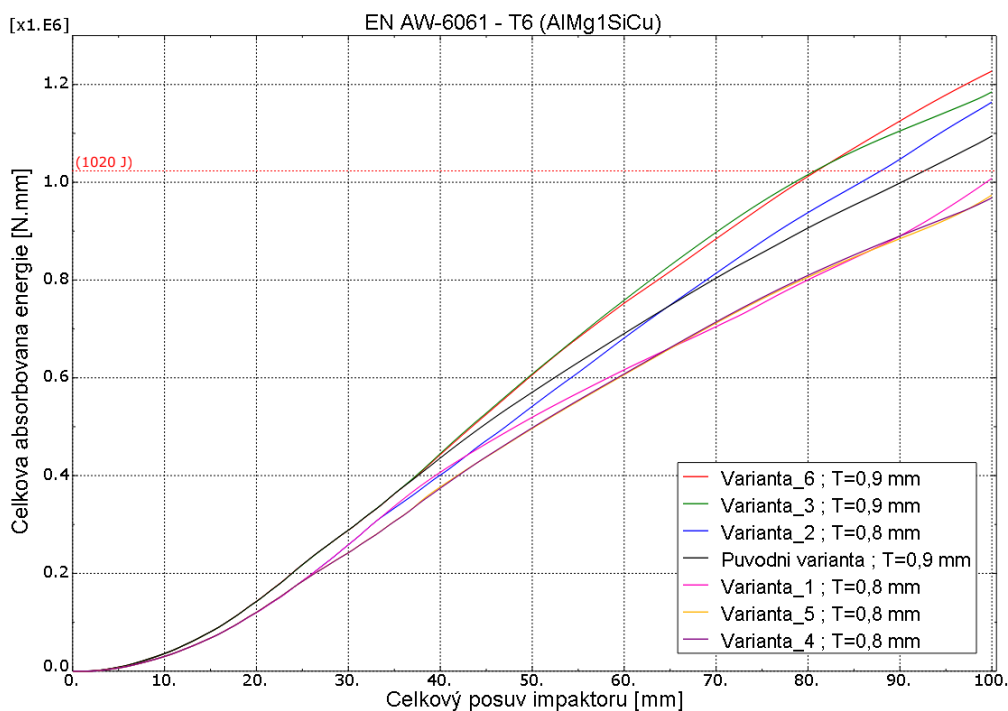


Obr. 84: Celkové absorbované energie geometrických konfigurací materiálu Al5754-O

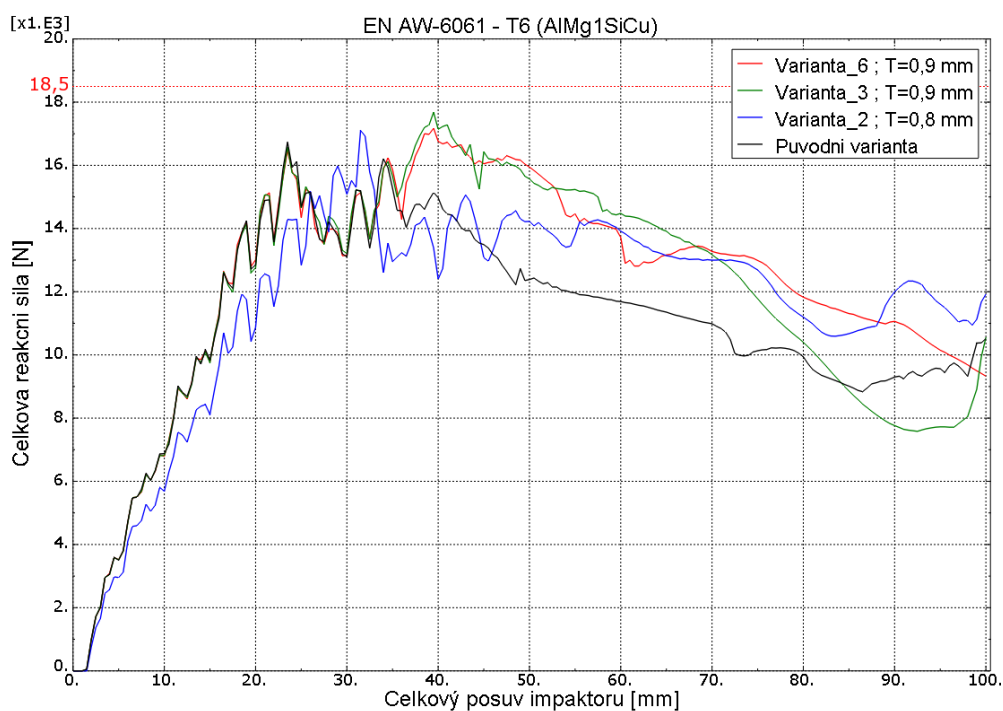


Obr. 85: Průběhy deformace konstrukčních variant ostruhy s materiálem Al5754-O

U konstrukční varianty s materiálem EN AW-5754 - O a tloušťkou plechu 1,2 mm nejvýhodnější geometrickou úpravu představuje varianta s č. 6 při zachování stejné hodnoty tloušťky plechu původní varianty. Z výše zobrazeného průběhu si lze také všimnout u varianty č. 6 vyšší úrovně křivky popisující závislost celkové reakční síly na celkovém posuvu impactoru za druhou výraznou ztrátou deformační stability ostruhy.

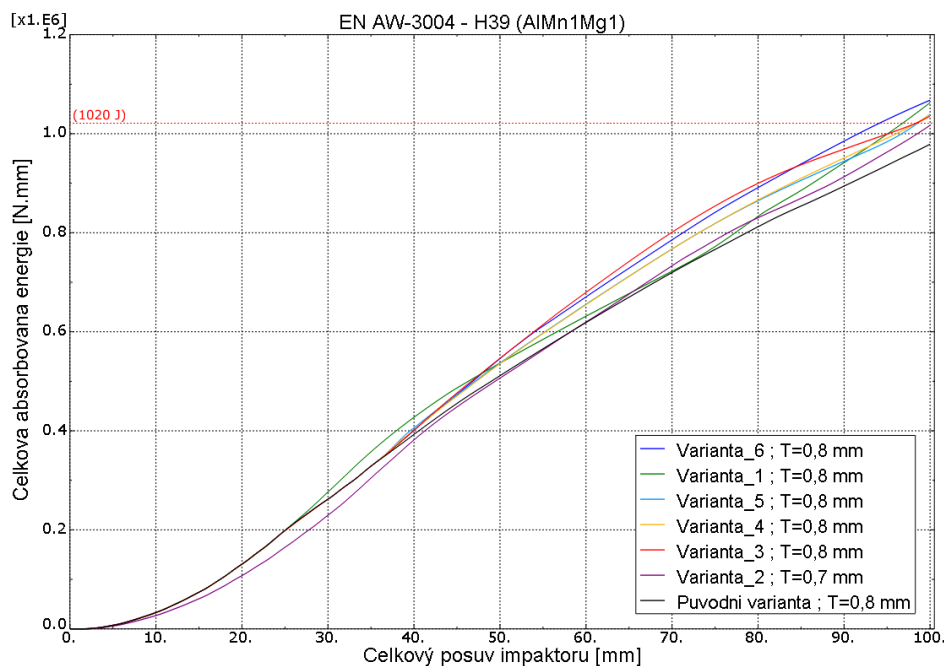


Obr. 86: Celkové absorbované energie geometrických konfigurací materiálu Al6061-T6

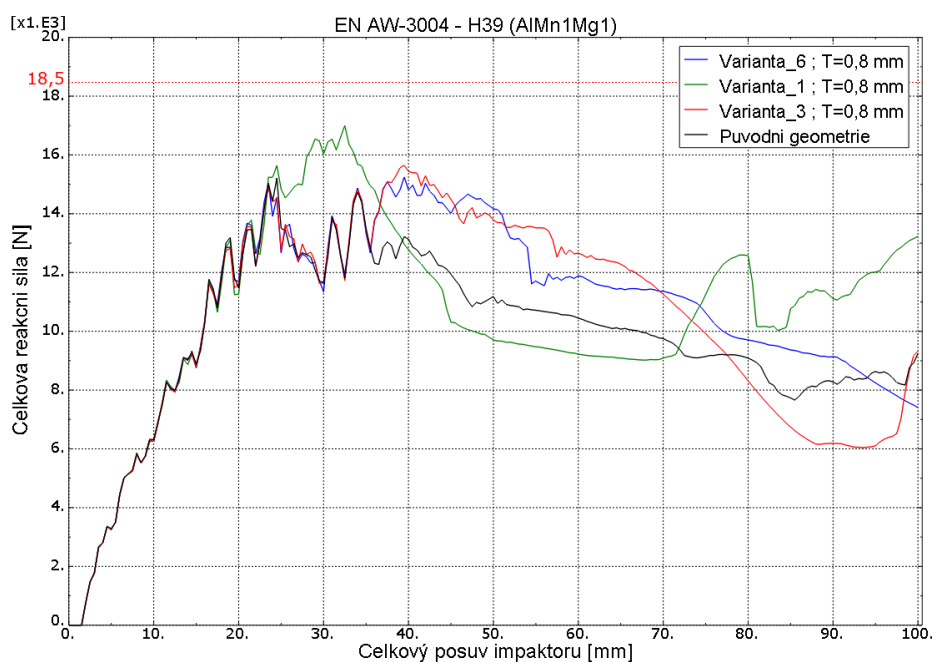


Obr. 87: Průběhy deformace konstrukčních variant ostruhy s materiálem Al6061-T6

U konstrukční varianty s materiálem EN AW-6061 - T6 a tloušťkou plechu 0,9 mm nejvýhodnější geometrickou úpravu představuje opět varianta s č. 6 při zachování taktéž stejné hodnoty tloušťky plechu původní varianty. Nicméně si lze všimnout, že oproti původní variantě s neupravenou střednicí větší množství energie dokáže absorbovat i geometrická varianta č. 2 přitom s menší hodnotou tloušťky plechu.



Obr. 88: Celkové absorbované energie geometrických variant materiálu Al3004-H39



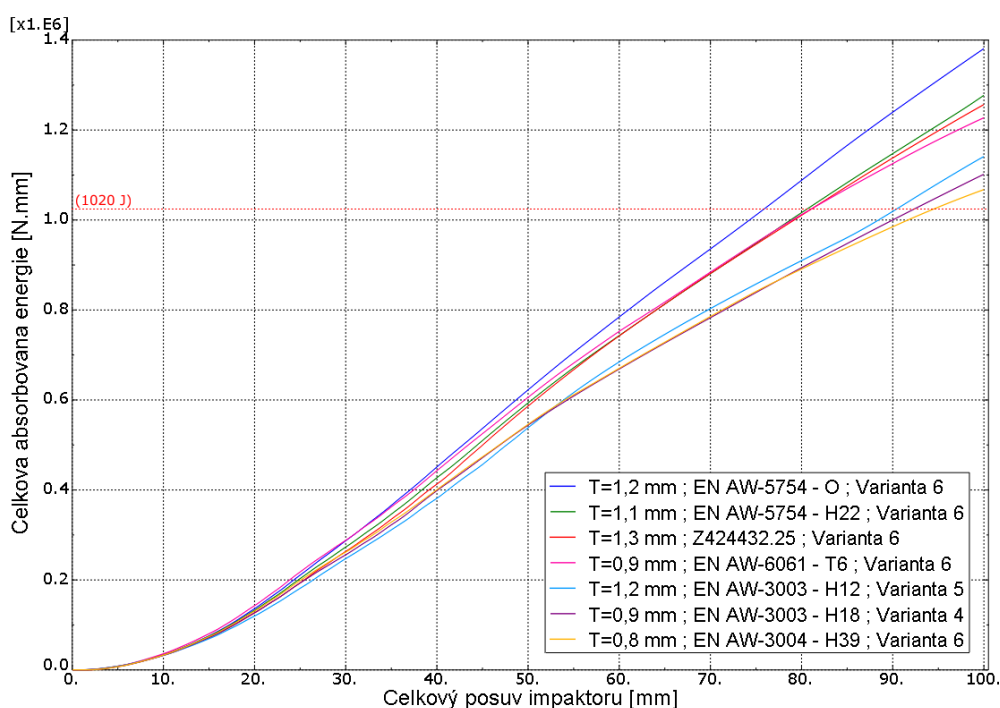
Obr. 89: Průběhy deformace konstrukčních variant ostruhy s materiálem Al3004-H39

U konstrukční varianty s materiálem EN AW-3004 - H39 a tloušťkou plechu 0,8 mm nejvýhodnější geometrickou úpravu představuje znovu varianta s č. 6, ale i varianta č. 1, jenž má jen nepatrně menší hodnotu celkové absorbované deformační energie. V obou případech byly zachovány stejné hodnoty tloušťky plechu jako u původní varianty. Nicméně lze konstatovat, že obě vybrané geometrické úpravy spolu s dalšími geometrickými modifikacemi s č. 5, 4 a 3, pomohly této původně nevyhovující konstrukční variantě absorbovat požadovanou hodnotu deformační energie.

12.4. Vybrané konstrukční varianty ostruhy

Tato kapitola se věnuje závěrečnému vzájemnému srovnání všech vytvořených nejvýhodnějších konstrukčních variant ostruhy, které vznikly kombinací vhodného materiálu, správné tloušťky plechu a vhodně vybrané geometrické úpravy v podobě změny tvaru střednicové plochy ostruhy zavedením nejužitečnějších variant prolisů. V této kapitole tedy lze najít, jaké geometrické modifikace byly aplikovány na zbylé doposud nalezené konstrukční varianty ostruhy uvedené v tabulce č. 7.

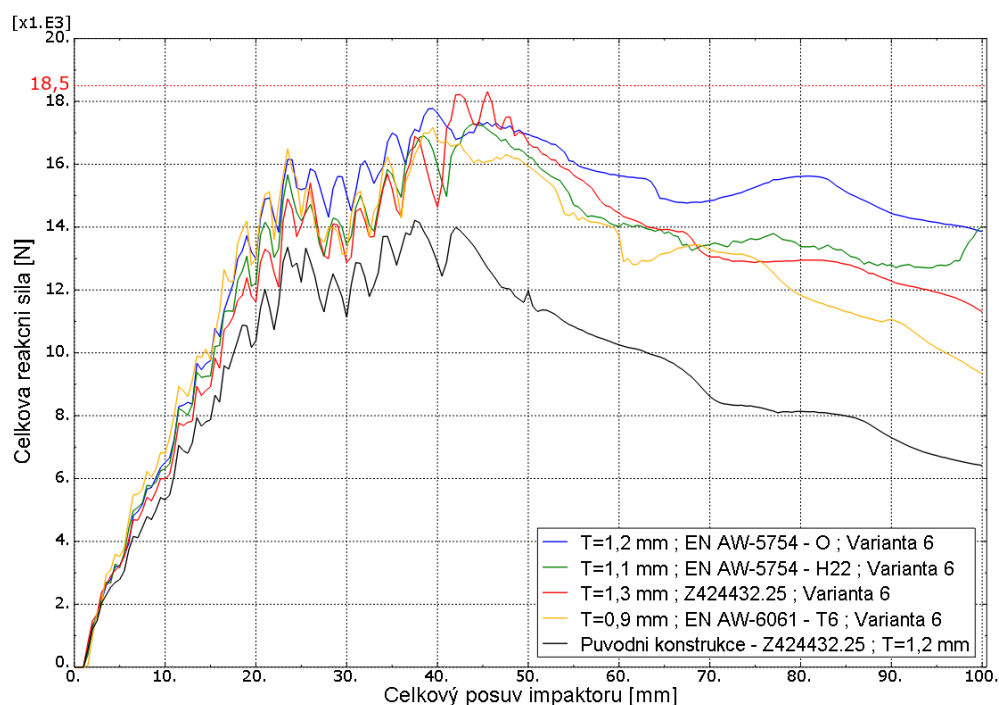
V rámci vzájemného porovnání následuje srovnání celkových absorbovaných deformačních energií všech výsledných nejvýhodnějších konstrukčních variant ostruhy. Zmíněné průběhy celkové absorbované energie v závislosti na posuvu impaktoru jsou zobrazeny níže v obr. č. 90.



Obr. 90: Celkové absorbované energie nejvýhodnějších konstrukčních variant ostruhy

Z výše uvedených závislostí je patrné, že největší množství deformační energie je schopná absorbovat konstrukční varianta ostruhy složená z kombinace materiálu EN AW-5754 - O a geometrické konfigurace v podobě tvarové změny střednicové plochy s označením č. 6 a použité původní nezměněné tloušťky plechu 1,2 mm.

Pro vzájemné srovnání průběhů deformace nejvýhodnějších konstrukčních variant ostruhy byly z důvodu přehlednosti grafu v rámci hlavní části této práce vybrány pouze první čtyři konstrukční řešení ostruhy, která dosáhla nejvyšších hodnot celkové absorbované deformační energie. Výsledné závislosti celkové reakční síly na celkovém posuvu impaktoru jsou u prvních čtyřech konstrukčních variant dle obr. č. 90 vzájemně porovnány v obr. č. 91. Za účelem lepšího porovnání a zvýraznění rozdílu byl přidán průběh deformace i stávající nevyhovující konstrukce ostruhy.



Obr. 91: Výsledné průběhy deformace nejvýhodnějších konstrukčních řešení ostruhy

Méně přehledný graf, který obsahuje průběhy deformace všech finálních konstrukčních variant ostruhy, je součástí přílohy P4 na konci této práce.

Tabulka 8: Přehled nejvýhodnějších nově vybraných konstrukčních variant ostruhy

Materiál	Varianta tvaru střednice	Tloušťka plechu [mm]		Hmotnost ostruhy [kg]	Absorbovaná energie [J]	
		nová	původní		nová	původní
EN AW-5754 - O	6	1,20	1,20	0,37	1381	1147
EN AW-5754 - H22	6	1,10	1,20	0,34	1277	1236
Z424432.25 (EN AW-3103 - H12)	6	1,30	1,30	0,42	1256	1069
EN AW-6061 - T6	6	0,90	0,90	0,28	1227	1094
EN AW-3003 - H12	5	1,20	1,30	0,37	1141	1128
EN AW-3003 - H18	4	0,90	0,90	0,28	1101	944
EN AW-3004 - H39	6	0,80	0,80	0,25	1067	978
Z424432.25 (EN AW-3103 - H12)	nezměněna	-	1,20	0,38	-	926

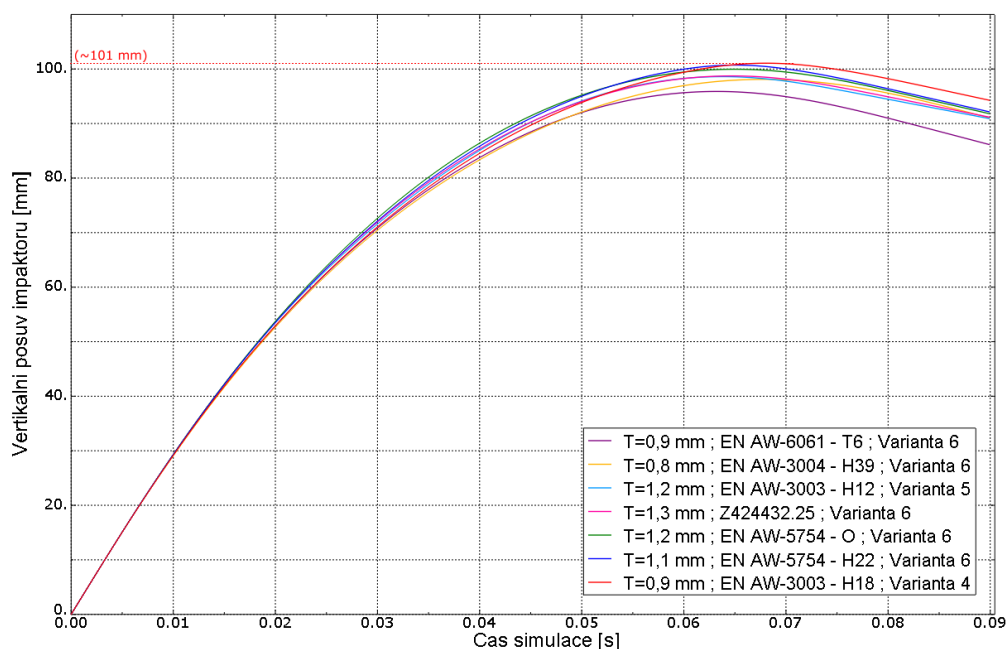
Výše uvedená tabulka č. 8, přináší již přímo velikosti hledaných hodnot celkové absorbované deformační energie všech vybraných konstrukčních variant ostruhy, které v ní jsou stejně, jako v předcházející tabulce č. 7, sestupně seřazeny podle zmíněných hodnot absorbované energie. Pro srovnání byla do tabulky přidána i stávající nevyhovující konstrukce ostruhy. Stejně jako ve výše uvedených grafech lze tak i v ní najít výsledné hodnoty tloušťek plechu jednotlivých finálních konstrukcí ostruhy. Jelikož je v oblasti letectví důležitý každý gram, byly do tabulky přidány také informace o hmotnosti všech konstrukčních variant ostruhy. Tyto hodnoty jsou však velmi přibližné, neb byly spočteny programem ANSA. Ten vychází z celkových rozměrů střednicové plochy ostruhy a z údajů o hustotě přiřazeného materiálu a přiřazených tloušťek jednotlivým skořepinovým prvkům FE-modelu ostruhy.

Za účelem zvýraznění vlivu změny tvaru střednicové plochy, tabulka č. 8 obsahuje také informace o tloušťce plechu a celkové absorbované deformační energie původních dříve nalezených nejvhodnějších konstrukčních variant s nezměněnou střednicovou plochou ostruhy, tedy bez použití prolisů. Díky tomu lze například vidět, u kterých konstrukčních variant bylo v rámci aplikování prolisů, z důvodu překročení hranice maximální reakční síly vlivem právě zvýšené tuhosti, potřeba snížit hodnotu tloušťky plechu. Konkrétně to tedy bylo u dvojice variant obsahující materiál EN AW-5754 - H22 a EN AW-3004 - H12. Z důvodu toho také daná úprava tvaru střednicové plochy u zmíněných variant nepřispěla k výraznému zvýšení hodnoty celkové absorbované deformační energie ostruhy oproti verzím s neupravenou střednicí. Ostatně, jak lze vidět v tabulce č. 8. Nicméně u všech ostatních konstrukčních variant zavedení podélných prolisů vedlo k výraznému zvýšení hodnoty absorbované energie. Například dvojice původně nevyhovujících konstrukčních variant ostruhy obsahující materiály EN AW-3004 - H39 a EN AW-3003 - H18 se po změně tvaru jejich střednicové plochy staly vhodným konstrukčním řešením ostruhy o nízké hmotnosti, které již splňuje podmínku předpisu AP23. Avšak největší přínos měla změna tvaru střednice pro variantu na bázi materiálu EN AW-5754 - O. Daná konstrukční varianta díky tomu s ohledem na velikost celkové absorbované deformační energie přeskočila vedoucí variantu s materiálem EN AW-5754 - H22, která byla v rámci původního tvaru střednicové plochy nejvýhodnější. Stejně tak i rozdíl mezi výslednými hodnotami celkové absorbované deformační energie z původní a z nové geometrie ostruhy u varianty s materiálem EN AW-5754 - O je nejvyšší ze všech. Tudíž u dané konstrukční varianty se opravdu hodnota celkové absorbované energie zvedla nejvíce. Z výše uvedených důvodů zmíněná konstrukční varianta představuje nejvhodnější a také mnou doporučené konstrukční řešení ostruhy. Ostatně už z výsledného průběhu deformace této koncepce ostruhy na obr. č. 91 je patrné, že obsah plochy pod křivkou popisující daný průběh bude nabývat nejvyšší hodnoty ze všech integrovaných závislostí celkové reakční síly na celkovém posuvu impaktoru. Dále největší posun v tabulce směrem vzhůru zaznamenala konstrukční varianta ostruhy s původním materiálem Z424432.25, u které taktéž změna tvaru střednice výrazně zvýšila hodnotu celkové absorbované energie. Nicméně stále nejlepší poměr mezi celkovou hmotností výsledné konstrukce a hodnotou celkové absorbované deformační energie představuje konstrukční varianta ostruhy složená kombinací materiálu EN AW-6061 - T6, tvarové

úpravy střednice s č. 6 a tloušťkou plechu 0,9 mm. Dle tabulky č. 8 a doposud zobrazených průběhů je vidět, že nejefektivnější tvarovou úpravu střednicové plochy s největším přínosem představuje geometrická varianta č. 6 obsahující dva podélné prolisy kratší délky situované v horní části ostruhy. Nutno však konstatovat, že všechny vybrané konečné konstrukční varianty ostruhy přinášejí výrazné zlepšení všech sledovaných vlastností a splnění požadovaných podmínek oproti stávající nevyhovující konstrukční variantě ostruhy.

12.5. Kontrola pomocí crash analýzy

Hledání a následný výběr nejvhodnějších konstrukčních variant ostruhy byl proveden prostřednictvím kvazistatické analýzy. Pro ověření výsledných hodnot ze zmíněné analýzy byla navíc provedena crash analýza v podobě numerické simulace nárazu impaktoru do ostruhy letounu. V rámci této analýzy, tak byly otestovány všechny finální konstrukční varianty ostruhy vybrané v předcházející kapitole. Jak už bylo dříve uvedeno, cílem této analýzy bylo ověřit, zdali všechny vybrané konstrukční varianty ostruhy budou schopny odrazit impaktor dříve, aniž by se impaktor dotknul a následně poškodil spodní kýl letounu. K tomuto zjištění nám postačilo vykreslení jednotlivých závislostí vertikálního posuvu impaktoru na čase simulace. Tyto závislosti pro všechny vybrané konstrukční varianty ostruhy jsou zobrazeny na obr. č. 92.

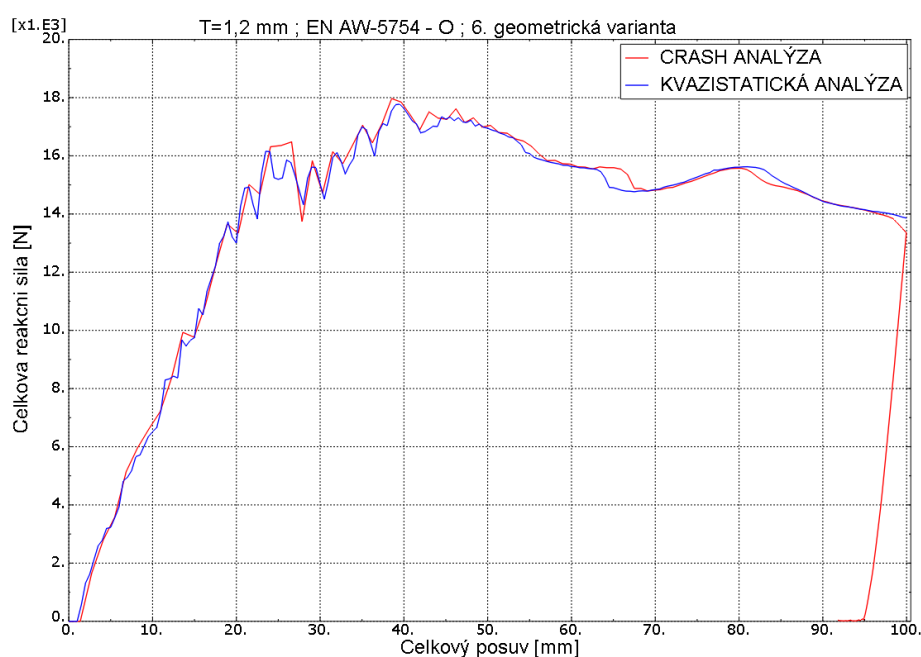


Obr. 92: Crash analýza všech vybraných konstrukčních variant ostruhy

Na výše uvedeném obr. č. 92 lze vidět, jak se v rámci všech vybraných konstrukčních variant našeho deformačního členu impaktor odráží od plně zdeformované konstrukce ostruhy v čase simulace cca 0,065 s. Nicméně velmi podstatné bylo sledovat, zdali se

impaktor odrazí včas, tedy že nepřekročí hranici vertikálního posuvu 100 mm. Jen u konstrukční varianty obsahující materiál EN AW-3003 - H18 byl zjištěn nepatrný až zanedbatelný posuv nad hranicí 100 mm. Avšak po vizuální kontrole průběhu deformace k doteku impaktoru a spodního kýlu letounu nedošlo, neboť vzdálenost mezi počáteční polohou impaktoru a dolní hranou spodního kýlu není přesných 100 mm. Z výše uvedeného je tedy zřejmé, že vybrané finální konstrukční varianty ostruhy obstály i v rámci crash analýzy.

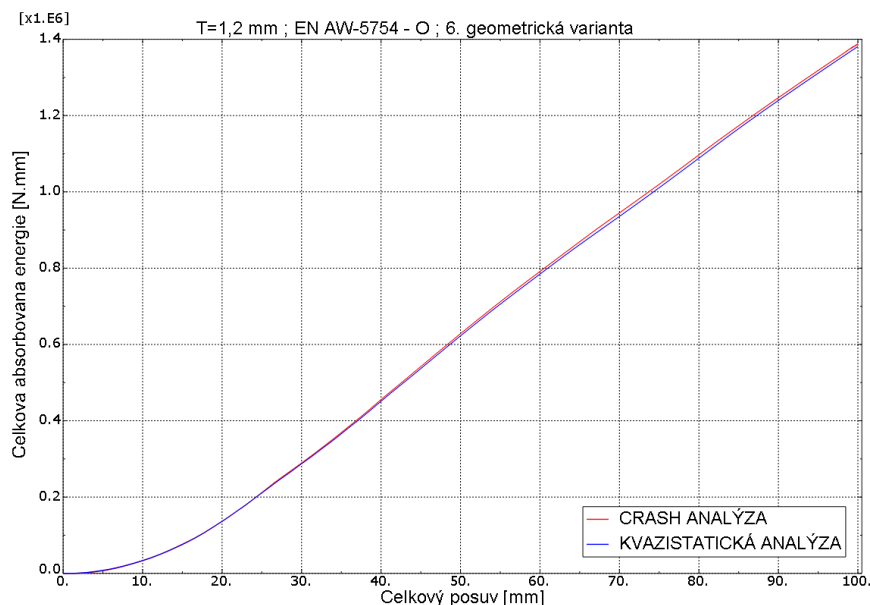
Na nově vybraném nevýhodnějším konstrukčním řešení ostruhy lze následně vidět, jak dobře si vlivem správného výpočtu obě analýzy vzájemně odpovídají. Srovnání závislostí celkové reakční síly na celkovém posuvu impaktoru získaných z obou zmíněných analýz u doporučené varianty ostruhy obsahující materiál EN AW-5754 - O lze pozorovat níže na obr. č. 93.



Obr. 93: Srovnání průběhů deformace z obou provedených analýz

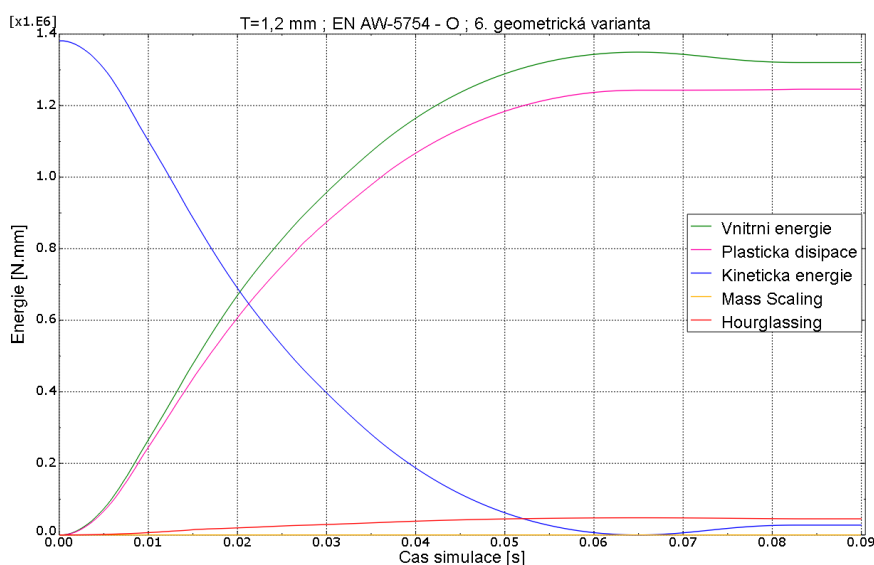
Jak vidno, tak dané průběhy si vzájemně odpovídají a křivky popisující danou deformaci se od sebe liší jen velmi nepatrně. Akorát v případě crash analýzy jde v grafu na konci zmiňovaného průběhu vidět následné odlehčení v podobě odpružení zdeformované konstrukce ostruhy při odrazu impaktoru.

Dále následovalo porovnání celkových absorbovaných deformačních energií získaných numerickou integrací výše uvedených průběhů podle dráhy pohybu impaktoru, ale jen do vzdálenosti 100 mm celkového posuvu impaktoru. Jak lze vidět na obr. č. 94, vytvořené závislosti celkové absorbované deformační energie na celkovém posuvu impaktoru v rámci obou provedených analýz si opět vzájemně odpovídají, kdy obě křivky popisující zmíněné závislosti jsou v podstatě totožné. Tudíž stejné jsou i hodnoty celkové absorbované deformační energie.



Obr. 94: Srovnání celkové deformační energie z obou provedených analýz

Jako důkaz, že daná crash analýza byla správně provedena, přidávám průběhy všech energií, které jsou podstatné v rámci dynamické úlohy řešené explicitní formou MKP. Jejich průběh v závislosti na čase simulace je níže ukázán na obr. č. 95 opět pro již vybranou nejvýhodnější konstrukční variantu ostruhy.



Obr. 95: Průběh energií v rámci crash analýzy vybrané konstrukční varianty ostruhy

Jak lze výše pozorovat, tak kinetická energie řešené soustavy, která na počátku velikostně odpovídá celkové absorbované deformační energii zjištěné v rámci kvazistatické analýzy stejné konstrukční varianty ostruhy, během analýzy správně klesá. Zatímco celková vnitřní energie a plastická disipace dané sestavy dle očekávání rostou. Taktéž si lze všimnout, že se neaktivovala funkce mass scaling a maximální hodnota energie odpovídající hourglassingu se drží pod hranicí 5% celkové vnitřní energie soustavy. Z toho důvodu lze výsledné hodnoty z dané analýzy považovat za korektní.

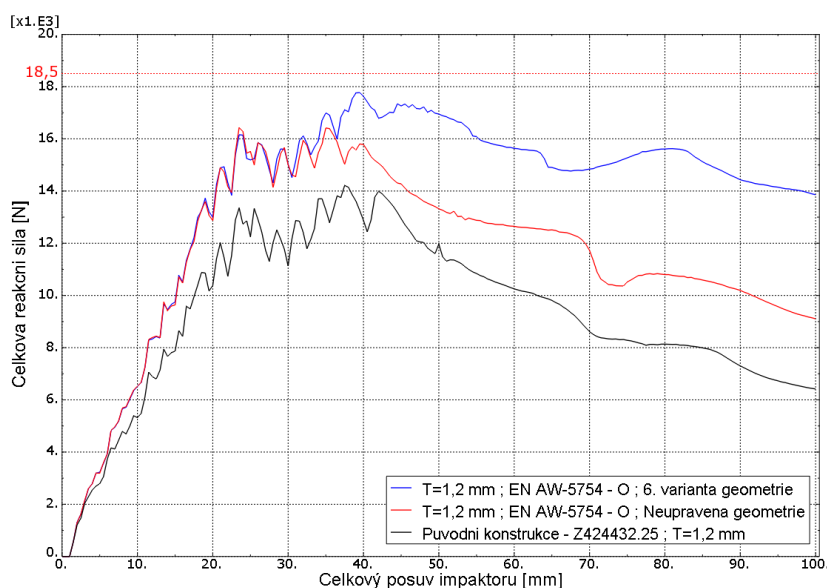
13. ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

V rámci kvazistatické analýzy byla nejprve zkontrolována aktuální konstrukční varianta ostruhy, která se nyní stále nachází na prototypu letounu L410 NG. Zjistilo se, že toto stávající konstrukční řešení ostruhy splňuje podmínku o maximální přípustné reakční síle, přesto je ale absolutně nevyhovující dle leteckého předpisu AP23. Neboť nedosahuje požadované minimální hodnoty celkové absorbované deformační energie, která činí 1020 J. Stávající konstrukční varianta ostruhy dokáže absorbovat celkové množství deformační energie o hodnotě pouze 926 J, tedy o necelých 100 J méně, než je vyžadováno předpisem AP23. Z toho důvodu bylo prostřednictvím stejné opět kvazistatické analýzy zahájeno hledání nového konstrukčního řešení ostruhy, jenž by vyhovovalo oběma podmínkám. Zmíněné hledání spočívalo napřed v nalezení více vhodnějších materiálů, než byl původní materiál Z424432.25, a to právě s ohledem na vyšší hodnoty meze kluzu a meze pevnosti daných materiálů. Další zvyšování tuhosti navrhované konstrukční varianty, za účelem docílení absorpce většího množství deformační energie, bylo kromě výběru pevnějších materiálů také realizováno změnou tloušťky plechu u jednotlivých již vybraných materiálových variant ostruhy. Během této první fáze hledání vhodnější konstrukční varianty ostruhy bylo zjištěno, že pouhé zvýšení tloušťky plechu na hodnotu 1,3 mm u stávající konstrukce ostruhy s původním materiálem Z424432.25, umožnilo s dosaženou hodnotou celkové absorbované energie o velikosti 1069 J splnění podmínky dle předpisu AP23. Přesto však práce na návrhu konstrukce ostruhy se schopností absorbovat co největší množství deformační energie pokračovala dál. V rámci zmíněné první části byla nalezena nejvýhodnější konstrukční varianta ostruhy složená z materiálu EN AW-5754 - H22 a tloušťky plechu 1,2 mm. Tato konstrukce ostruhy s původním ještě nezměněným tvarem střednicové plochy dokáže absorbovat deformační energii o celkové hodnotě 1236 J, což je o více než 300 J větší množství než u stávající nevyhovující ostruhy. Další a zároveň v rámci této práce také poslední možností jak ovlivnit průběh deformace, zvýšit tuhost a zabránit výraznému bucklingu, byla vhodná úprava geometrie neboli výhodná tvarová změna střednicové plochy, která spočívala v aplikování nejlepší varianty prolisů, a to právě doposud nejvýhodnějším konstrukčním variantám ostruhy vybraných již v první fázi našeho hledání. Prostřednictvím této druhé závěrečné fáze byla nalezena s ohledem na dosaženou hodnotu celkové absorbované deformační energie ta absolutně nejvýhodnější konstrukční varianta, kterou se stala kombinace materiálu EN AW-5754 - O, tloušťky plechu o velikosti 1,2 mm a 6. varianty tvarové změny střednice. Uvedené konstrukční řešení ostruhy s nejvyšší hodnotou celkové absorbované deformační energie 1381 J představuje nejlepší možnou konstrukční variantu ostruhy, která byla v rámci této diplomové práce nalezena. Tato koncepce ostruhy umožní absorbovat o 145 J více energie, než dokáže nejlepší konstrukční varianta ostruhy nalezená v první části tohoto hledání, a zároveň přes 450 J více deformační energie než u stávající nevyhovující ostruhy letounu L410 NG.

Prostřednictvím crash analýzy bylo také zjištěno, že zmíněná nejvhodnější konstrukční varianta ostruhy dokáže zastavit a následně odrazit impaktor dříve, aniž by trvale poškodil spodní křídlo letounu. V závislosti na velikosti počáteční kinetické energie

impaktoru a jeho vertikální rychlosti během analýzy, byla maximální hmotnost zastavitelného impaktoru vybranou konstrukční variantou ostruhy stanovena na hodnotu 297 kg, neb tato hodnota vstupovala do výpočtu v rámci zmíněné numerické simulace.

Na závěr lze tedy konstatovat, že doporučený konstrukční návrh ostruhy letounu představuje použití materiálu EN AW-5754 - O s tloušťkou plechu 1,2 mm a s geometrickou variantou prolisů č. 6. Pro lepší znázornění odlišných průběhů deformace doporučené konstrukční varianty a stávající konstrukce ostruhy, je níže na obr. č. 96 uvedeno srovnání zmíněných závislostí celkové reakční síly na celkovém posuvu impaktoru. Taktéž dané porovnání zahrnuje původní variantu ještě s neupravenou střednicovou plochou obsahující materiál EN AW-5754 - O.



Obr. 96: Srovnání průběhů deformace u doporučené a stávající varianty ostruhy

Lze si ve výše uvedeném grafu všimnout, jak se křivka popisující průběh deformace konstrukční varianty ostruhy s materiálem EN AW-5754 - O a s původní ještě neupravenou geometrií, tedy bez aplikace prolisů, drží z pohledu celkové reakční síly po celou dobu deformace ve vyšší úrovni oproti stávajícímu konstrukčnímu řešení ostruhy. Přestože obě zmíněné konstrukční varianty mají totožnou hodnotu tloušťky plechu a dvojici materiálů se vzájemně stejnou hodnotou meze kluzu. Nicméně daný rozdíl mezi průběhy deformací způsobuje vyšší hodnota meze pevnosti a tím větší míra plastického zpevnění materiálu EN AW-5754 - O. Dále pak lze pozorovat, jak velký vliv mělo na výsledný průběh deformace zavedení podélných prolisů prostřednictvím úpravy tvaru střednicové plochy u doporučené konstrukční varianty ostruhy. Výše uvedené srovnání tedy demonstruje výrazně lepší sledované vlastnosti doporučené konstrukční varianty ostruhy oproti původní variantě bez prolisů či hlavně oproti stávající nevyhovující konstrukční variantě ostruhy letounu. Vizuální srovnání deformace stávající konstrukční varianty ostruhy a nového doporučeného konstrukčního řešení ostruhy v rámci celé řešené soustavy lze najít v příloze P5 na konci této práce. Závěrem dodám, že plášť spodního kýlu se u všech doteď vybraných nejvhodnějších konstrukčních variant ostruhy deformoval vždy a pouze elasticky a nikoliv trvale.

14. OVĚŘENÍ VÝPOČTU

V samotném závěru této diplomové práce přidávám navíc princip ladění či nastavení výpočtu kvazistatické analýzy, které jsem v rámci řešení daného problému prováděl na začátku ještě před hledáním uvedené nejvhodnější konstrukční varianty ostruhy letounu L410 NG. Zároveň tato kapitola představuje svým způsobem jisté ověření numerického výpočtu kvazistatické analýzy, a to prostřednictvím analýzy vlivu dvou podstatných atributů v oblasti řešení explicitní formou MKP a srovnáním s dávným experimentálním testem deformačního zatěžování prvního konstrukčního řešení ostruhy.

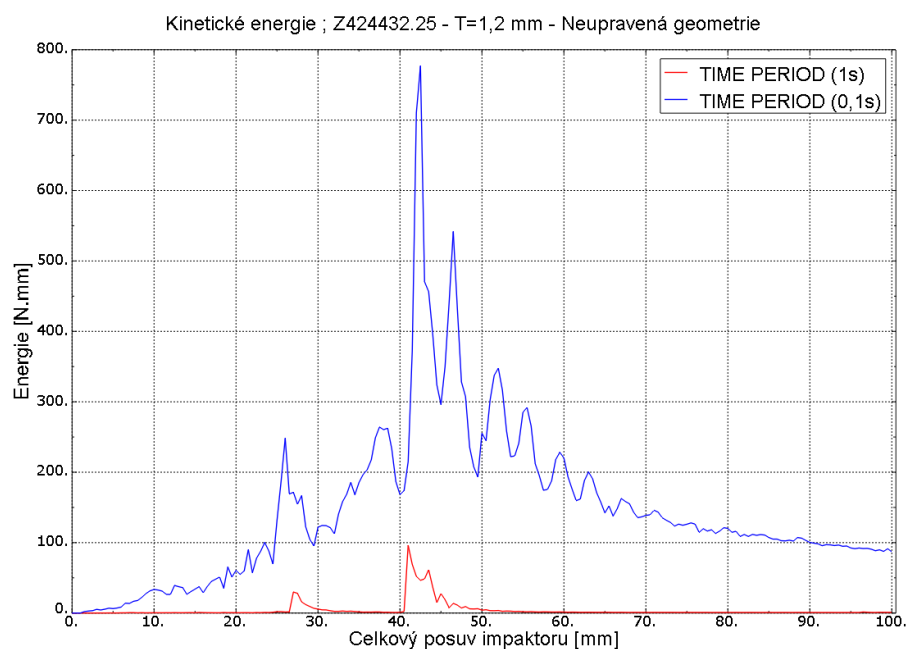
14.1. Analýza vlivu změny délky času simulace

Je všeobecně známo, že explicitní formulace MKP se důrazně doporučuje pro řešení rychlých dynamických dějů. Příčinu představuje, jak už dříve uvedená soustava rovnic, na kterou výpočet vede, tak velmi malá hodnota inkrementu neboli časového kroku a s tím spojené velké množství výpočetních cyklů. Z tohoto důvodu se také tento typ výpočtu používá pro numerickou simulaci velmi rychlých dějů, v podobě například nárazů či výbuchů, a to v reálném čase. Tím je myšleno, že délka času simulace neboli time period odpovídá skutečné době reálného testu či působícího zatížení. Avšak numerickou simulaci v reálném čase si lze v rámci explicitního řešení dovolit opravdu a pouze jen u fyzikálních dějů probíhajících v krátkém časovém okamžiku. Numericky simulovat danou metodou pomalé statické či v tomto případě kvazistatické zatěžování navíc ještě v reálném čase by bylo krajně nerozumné, neb takový výpočet by trval týden ne-li víc. Byť pravdou je, že v praxi se ani v rámci implicitního řešení nepočítají pomalé statické úlohy v reálném čase, ale tak s hodnotou času simulace většinou kolem 1s. Z toho plyne, že v rámci této práce řešit kvazistatickou analýzu explicitní formou MKP v reálném čase opravdu nešlo. Tudíž bylo zapotřebí zde vhodně zvolit mimo jiné i délku času simulace. Jelikož se u implicitního řešení nepočítá s globální maticí hmotnosti, a tím pádem se předpokládají během zatěžování zanedbatelné velikosti setrvačných sil, lze u něj volit čas simulace prakticky libovolně s ohledem snad jen na pohodlnou délku výpočtového času či zaručenou konvergenci výpočtu. Nicméně v rámci explicitního řešení s globální maticí hmotnosti a s uvažováním setrvačných sil už to při výpočtu pomalých kvazistatických úloh tak jednoduché a bezstarostné jako u implicitní MKP není. Z toho důvodu se často uvádí, že explicitní algoritmus MKP má problémy právě se simulací pomalých dějů, pro které není explicitní forma MKP ani doporučována.

S ohledem na splnění podmínky kvazistatické analýzy při řešení explicitní formou MKP, tedy aby setrvačné síly nepředháněly deformační energií a mohl se tak simulovaný děj považovat za pomalé kvazistatické zatěžování, byla zvolena pro délku času simulace neboli time period hodnota rovna 1s. Nicméně i s touto hodnotou trval výpočet přes 8 hodin, což bylo pro mne pořád nevyhovující. Tudíž byla snaha o další

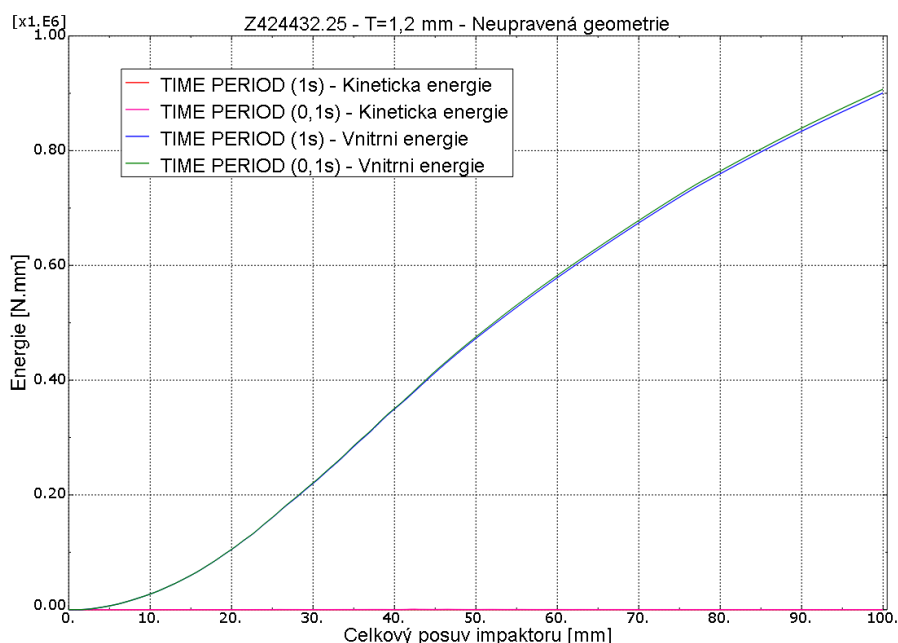
urychlení explicitního výpočtu kvazistatické analýzy. První možnost představovala úprava časového kroku neboli inkrementu tak, že by se jeho hodnota zvedla buď změnou materiálových charakteristik, nebo změnou velikostí elementů. Měnit údaje o materiálu, ať už ruční změnou modulu pružnosti či hustoty materiálu, anebo změnou hustoty materiálu pomocí umělým navýšením hmotnosti v rámci funkce mass scaling, představuje podstatný zásah do popisu skutečného chování materiálu. Navíc mass scaling ještě zvyšuje tuhost modelu. Z toho důvodu změna velikosti inkrementu v rámci změny materiálových charakteristik nebo mass scalingu nepřipadala v úvahu. Jelikož výsledná FE-síť ostruhy je už i tak dost hrubá, zvětšení velikosti nejmenších prvků za účelem zvýšení hodnoty časového kroku taktéž nebylo možné. Tudíž nezbylo nic jiného než použít druhou a zároveň poslední možnost jak snížit výpočtový čas, kterou představovalo umělé urychlení simulovaného procesu, tedy opět zkrácení délky času simulace. Hodnota time period byla pro tentokrát zmenšena z 1s na 0,1s. Tím se výrazně zkrátil výpočetní čas z méně výhodných 8 hodin na rozhodně výhodnějších 40 minut, což mi dalo možnost spočítat vícero konstrukčních variant ostruhy v rámci zmíněné kvazistatické analýzy.

Za účelem zjištění, zdali výše zmíněná změna času simulace byla správnou volbu či nikoliv a do jaké míry ovlivnila sledované hodnoty, byla vytvořena a následně přidána do obsahu diplomové práce tato analýza popisující právě vliv od změny délky času simulace. V rámci ní jsou zde tedy srovnány dvě varianty výpočtu kvazistatické analýzy původní nezměněné konstrukční varianty ostruhy s časem simulace 1s a s time period právě 0,1s. Nejprve je zde uvedeno vzájemné srovnání kinetických energií řešení soustavy, které lze vidět na obr. č. 97. Jen podotknu, že v rámci vzájemného srovnání energií obou typů řešení se zde realizuje porovnání průběhů všech energií v závislosti na stále stejném celkovém posuvu impaktoru, neboť čas simulace je u zmíněné dvojice výpočtů rozdílný.



Obr. 97: Vzájemné srovnání průběhů kinetických energií

Z výše uvedeného srovnání je zřejmé, že varianta výpočtu s hodnotou času simulace 1s má zanedbatelnou kinetickou energii řešené soustavy během celé analýzy. Naproti tomu kinetická energie řešené soustavy u varianty výpočtu s time period 0,1s se logicky pohybuje v podstatně větších hodnotách. Lze si také všimnout, že výkmit hodnoty kinetické energie v obou případech výpočtů nastává v okamžiku druhé výrazné ztráty deformační stability. Nicméně zdali je velikost kinetické energie u varianty výpočtu s time period 0,1s podstatná či nikoliv ukazuje následující obr. č. 98. Kde lze vidět srovnání dvojice kinetických energií s celkovými vnitřními energiemi řešených soustav v rámci obou zmíněných variant výpočtu.



Obr. 98: Vzájemné srovnání energií řešených soustav u dvojice variant výpočtů

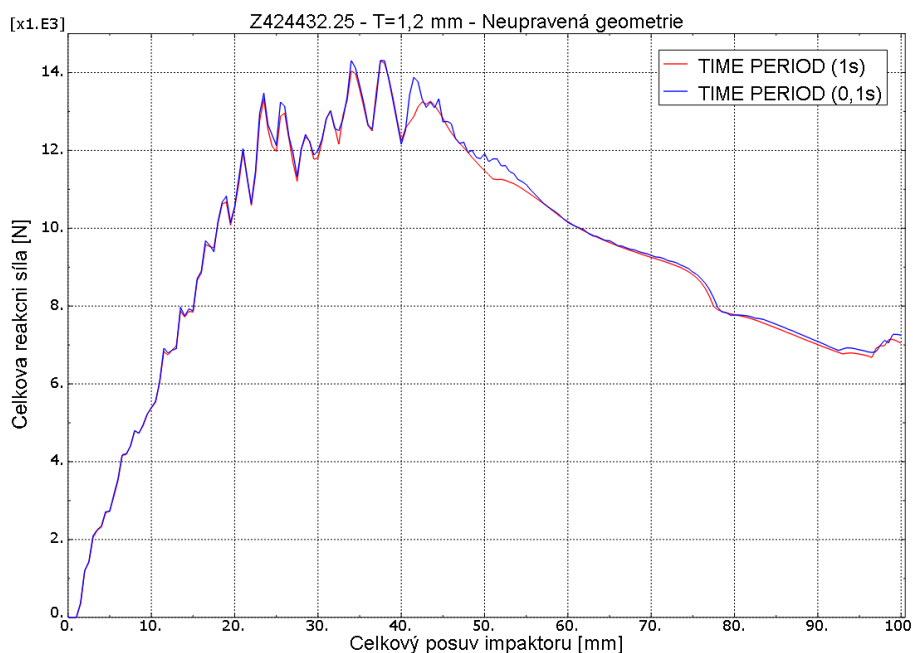
Na výše zobrazeném průběhu energií můžeme pozorovat, že dvojice kinetických energií řešených soustav z obou variant výpočtů je zanedbatelná oproti velikostem vnitřních energií řešené soustavy taktéž v rámci obou příslušných variant výpočtu. Navíc velikostně si celkové vnitřní energie řešených soustav u obou provedených variant výpočtu vzájemně téměř odpovídají. Z výše uvedeného je tedy zřejmé, že i po zkrácení délky času simulace stále platí podmínka kvazistatické analýzy v rámci explicitního řešení MKP, a to tím že celková kinetická energie je menší než 1% z celkové deformační energie neboli z celkové vnitřní energie řešené soustavy. Ostatně zmíněná podmínka, která musí být dodržena při umělém urychlení simulovaného procesu v rámci explicitního řešení kvazistatické analýzy, je uvedena níže.

$$W_{KIN} \leq 0,01 \cdot W_{DEF} \quad (44)$$

Kde tedy W_{KIN} představuje kinetickou energii a W_{DEF} značí energii deformační celé řešené soustavy.

S ohledem na výše zmíněnou podmínku lze kvazistatickou analýzu i po zkrácení délky času simulace nadále považovat za korektní. Avšak je třeba ještě zkontrolovat,

jaký měla změna hodnoty time period vliv na sledovaný průběh deformace ostruhy. Dané srovnání závislosti celkové reakční síly na celkovém posuvu impaktoru lze vidět na obr. č. 99.



Obr. 99: Vzájemné srovnání průběhů deformace ostruhy jednotlivých variant výpočtů

Jak je výše ukázáno, tak rozdíl mezi jednotlivými závislostmi je zanedbatelný a křivky popisující průběh deformace ostruhy jsou téměř totožné. Tudíž lze konstatovat, že i integrace zmíněných průběhů neboli velikosti obsahů ploch pod zmíněnými křivkami by si vzájemně odpovídaly. Tudíž hledaná celková absorbovaná deformační energie je v obou případech výpočtů téměř stejná.

Závěrem této analýzy zkoumající vliv změny délky času simulace lze říct, že urychlení explicitního výpočtu v rámci kvazistatické analýzy prostřednictvím snížení hodnoty time period z 1s na 0,1s bylo správné a mělo zanedbatelný v podstatě nulový vliv na sledované hodnoty.

14.2. Analýza vlivu změny počtu integračních bodů

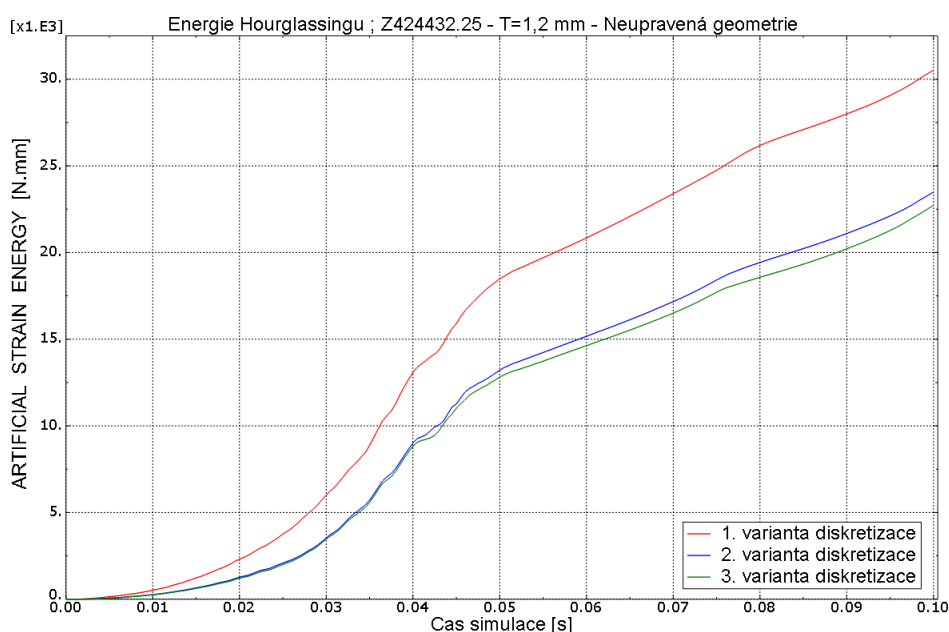
V úvodní teoretické části této práce byla vysvětlena numerická integrace prvků a s tím spojený hourglassing. Riziko výskytu tohoto deformačního módu s nulovou energií se zvyšuje mimo jiné i s použitím elementů pouze s jedním Gaussovým integračním bodem. Jak už bylo dříve uvedeno, v rámci diskretizace všech tenkostěnných částí spodního kýlu s ostruhou se využilo právě skořepinových prvků typu S4R s jednobodovou integrací. Tudíž tato analýza má za úkol ověřit, zdali použití elementů pouze s jedním Gaussovým integračním bodem v rámci zmíněných dílců řešené sestavy bylo správnou volbou či nikoliv. Zároveň bylo také zjištěno, do jaké

míry se pak vzájemně od sebe liší sledované hodnoty při použití jednobodové integrace prvků a při využití elementů s plnou integrací. Tedy zda i v rámci našeho případu, u něhož dochází k opravdu velkým deformacím, bude tuhost deformačního členu skutečně ovlivněna použitím rozdílného počtu integračních bodů u skořepinových elementů. Za tímto účelem byla vytvořena s ohledem na použité prvky trojice vzájemně rozdílných variant výpočtů kvazistatické analýzy. Zmíněná trojice je uvedena níže.

- První variantu představuje zároveň stávající mnou aplikované řešení, kde všechny části spodního kýlu a ostruha jsou diskretizovány skořepinovými elementy s jednobodovou integrací, tedy prvky typu S4R a S3R.
- V rámci druhé varianty ostruhu letounu představuje FE-síť tvořená plně integrovanými skořepinovými elementy, tedy prvky typu S4 a S3. Všechny ostatní tenkostěnné dílce spodního kýlu jsou diskretizovány opět elementy s redukovanou integrací neboli prvky S4R a S3R.
- Třetí variantou je pak FE-model řešené sestavy kompletně tvořený z plně integrovaných skořepinových elementů typu S4 a S3.

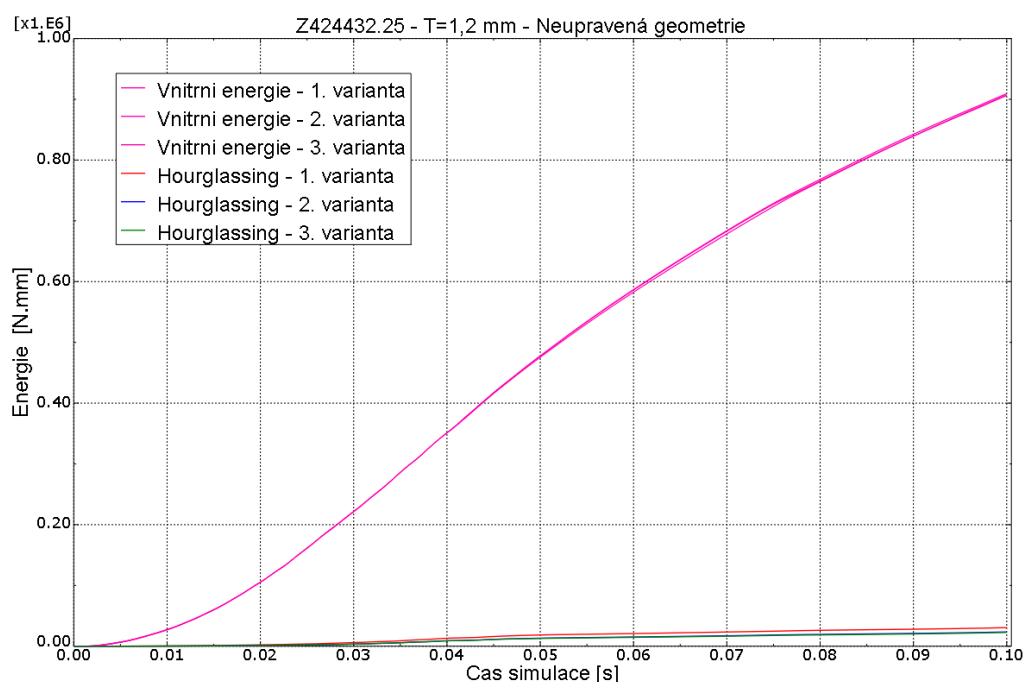
Nutno podotknout, že v rámci každé kvazistatické analýzy původního neupraveného konstrukčního řešení ostruhy byl použit kontinuální prvek typu C3D8 s plnou integrací pro diskretizaci objemu původně dřevěné výztuhy v zadní části spodního kýlu letounu. Jelikož tato oblast v rámci analýzy není podstatná, má výše uvedené použití prvku typu C3D8 pro analýzu vlivu počtu integračních bodů zanedbatelný vliv. Taktéž na výpočty všech variant diskretizace se aplikovala, již v předcházející kapitole ověřená, hodnota času simulace 0,1s.

Nejprve tedy v rámci zmíněné analýzy následuje vzájemné srovnání energií odpovídajících hourglassingu jednotlivých variant výpočtů. Závislosti zmíněných energií na čase simulace lze vidět na obr. č. 100.



Obr. 100: Vzájemné srovnání energií hourglassingu jednotlivých variant výpočtů

Výše můžeme pozorovat, že celková hodnota tzv. energie umělého přetvoření neboli energie odpovídající hourglassingu s počtem použitých plně integrovaných elementů klesá. Lze si také všimnout, že mezi druhou a třetí variantou s ohledem na energii hourglassingu není takový rozdíl, jako mezi první a druhou variantou. To je způsobeno tím, že podstatnou roli během analýzy hraje oblast deformačního členu, u něhož se právě liší použité skořepinové prvky v rámci první a druhé varianty výpočtu. Avšak rozdíly mezi první a třetí respektive mezi druhou a třetí variantou by byly s největší pravděpodobností podstatně větší, kdyby řešič Abaqus automaticky neaktivoval ochranu funkci hourglassing control. Nicméně z výše uvedeného je patrné, že i při použití plně integrovaných prvků v rámci celého modelu řešené soustavy se objevuje jistá byť velmi malá míra hourglassingu. Tuto situaci si vysvětlují tím, že nebyla použita dostatečně jemná FE-sít'. Důležitým srovnáním se však stává až porovnání zmíněných energií hourglassingu s celkovými vnitřními energiemi řešených soustav jednotlivých variant výpočtů. Průběhy uvedených energií v čase simulace lze vidět na obr. č. 101. Podrobnější vzájemné srovnání jednotlivých variant výpočtů poté poskytuje tabulka č. 9.



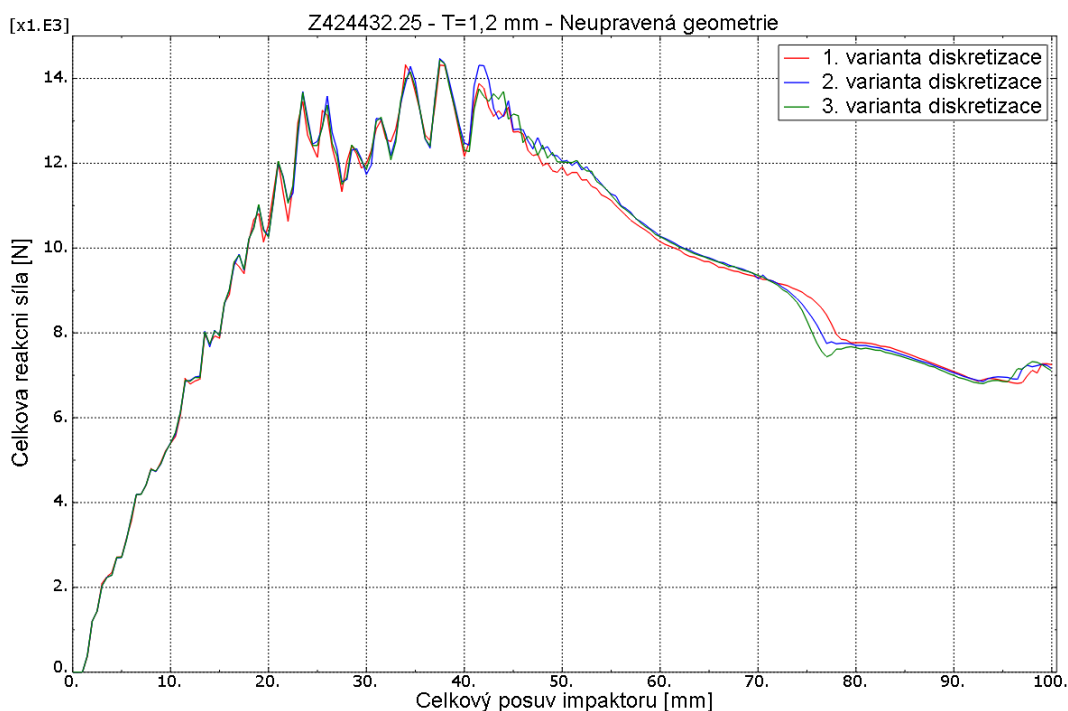
Obr. 101: Vzájemné srovnání energií řešených soustav u trojice variant výpočtů

Tabulka 9: Vzájemné srovnání jednotlivých variant výpočtů

Variant výpočtu	Vnitřní energie [N.m]	Energie hourglassingu [N.m]	Procento energie hourglassingu z celkové vnitřní energie	Výpočetní čas [min]	Velikost souboru ODB
1. varianta	907	31	3,4 %	cca 40	271 MB
2. varianta	909	24	2,6 %	cca 60	492 MB
3. varianta	906	23	2,5 %	cca 110	736 MB

Z výše uvedeného je zřejmé, že energie hourglassingu se v rámci všech tří variant výpočtů dají vzhledem k trojici vnitřních energií soustavy považovat za nepodstatné. Tomu přispívají i celkové hodnoty energií hourglassingu v posledním inkrementu výpočtů jednotlivých variant, jenž nepřekračují hodnotu 5 % z příslušné celkové vnitřní energie řešené soustavy. Z toho plyne, že z uvedené celé trojice variant výpočtů lze považovat výsledné hodnoty za korektní a neovlivněné nežádoucím hourglassingem. Pro případný dotaz jen uvedu, že průběhy vnitřních energií řešených soustav jsou záměrně v grafu na obr. č. 101 označeny stejnou barvou, neboť jsou téměř identické.

Nyní zbývá zjistit, jak změna počtu integračních bodů u skořepinových elementů ovlivnila celkovou tuhost deformačního členu neboli ostruhy letounu. Z toho důvodu bylo provedeno srovnání výsledných průběhů deformace ostruhy spočtených v rámci všech tří variant výpočtů. Zmíněné porovnání závislosti celkové reakční síly na celkovém posuvu impaktoru je zobrazeno na obr. č. 102.



Obr. 102: Vzájemné srovnání průběhů deformace ostruhy trojice variant výpočtů

Jak lze vidět z výše uvedeného srovnání, tak změna počtu integračních bodů skořepinových elementů má překvapivě zanedbatelný vliv na sledovaný průběh deformace a tím pádem i na vyhodnocovanou celkovou absorbovanou deformační energii.

Z výše uvedených důvodů tedy můžeme volbu první varianty diskretizace řešené sestavy tenkostěnných těles považovat za správnou a s ohledem na menší nároky na výpočetní čas a velikost výsledkového souboru také za nejlepší možnou.

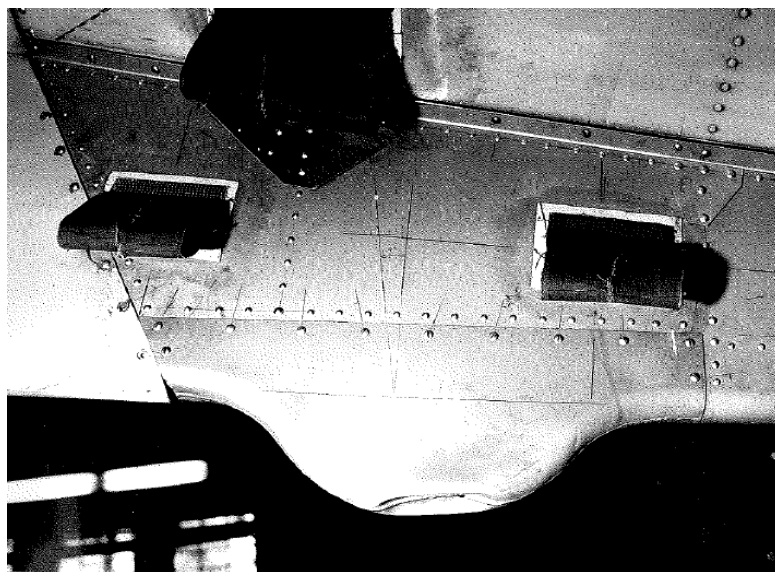
14.3. Srovnání numerického výpočtu s reálným experimentem

V roce 1986 byly realizovány doplňkové statické zkoušky draku prototypu letounu L410 UVP-E ve VZLÚ v Praze. Zkoušky se prováděly obvyklou zkušební metodikou, používanou ve zkušebně experimentální pevnosti VZLÚ v souladu ještě se sovětskými předpisy NLGS-2. V rámci tohoto experimentálního testování konstrukce letounu byla provedena i statická zkouška ostruhy spodního kýlu letounu, kterou ve VZLÚ i v Aircraft Industries označují trochu zvláštním výrazem typu „botka“.

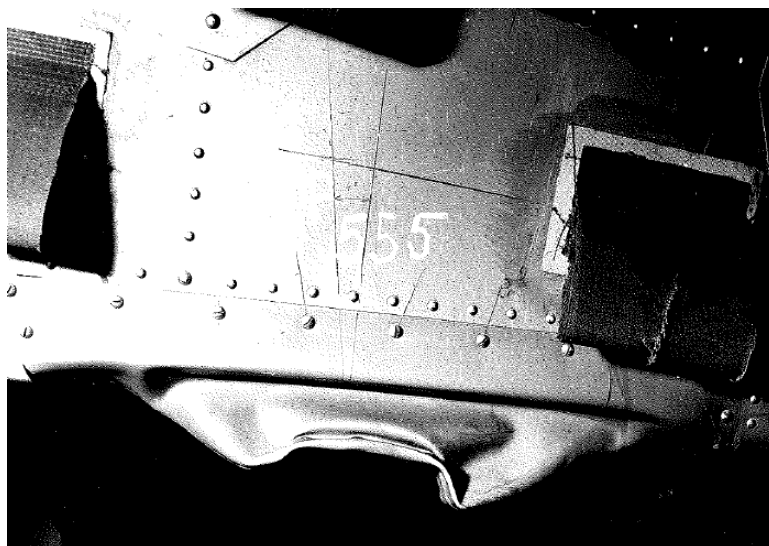
Během zkoušek byla velikost zatížení kontrolována manometry s přesností 2%, dále mechanickými dynamometry s přesností 2% a tenzometrickými siloměry s přesností 1%, kde uvedená chyba je definována jako mezní chyba v % maximálního rozsahu. Siloměry byly umístěny ve výslednicích jednotlivých zatěžovacích systémů a výstup z tenzometrických siloměrů byl odečítán statickými můstky PEEKEL B 103U a T630 s přesností 1%. [27]

Stávající konstrukce ostruhy byla v rámci statické zkoušky stupňovitě zatížena na 30% $P_{POČ}$. Po odlehčení bylo zjištěno zploštění ostruhy v místě styku se zatěžovacím přípravkem, který lze vidět v příloze P6, jež se nachází na konci této práce. Při opakované zkoušce bylo dosaženo 38% $P_{POČ}$. Při tomto zatížení docházelo již ke kolapsu či k úplnému zhroucení ostruhy, neboť už byl překročen mezní stav ztráty deformační stability u dolního obrysu kýlu letounu. [27]

Nutno dodat, že zkratkou $P_{POČ}$ pánové z VZLÚ značili počáteční zatěžující tlakovou sílu s hodnotou odpovídající 10000 N. Tudiž stav deformace ostruhy po zatížení 30% $P_{POČ}$, tedy při hodnotě zatěžující síly kolem 3000 N je zobrazen ve vybrané části ze závěrečné zprávy zmíněných doplňkových statických zkoušek níže na obr. č. 103. Deformace ostruhy po zatížení 38% $P_{POČ}$, tedy zhruba kolem 3800 N zatěžující síly, je zobrazena opět ve vybrané části ze zmíněné zprávy na obr. č. 104. Celá sestava statické zkoušky ostruhy je poté zobrazena na další vybrané části ze závěrečné zprávy vypracované VZLÚ, kterou lze najít v uvedené příloze P6 na konci této práce.



Obr. 103: Fotografie deformace ostruhy při zatížení silou cca 3000 N [27]



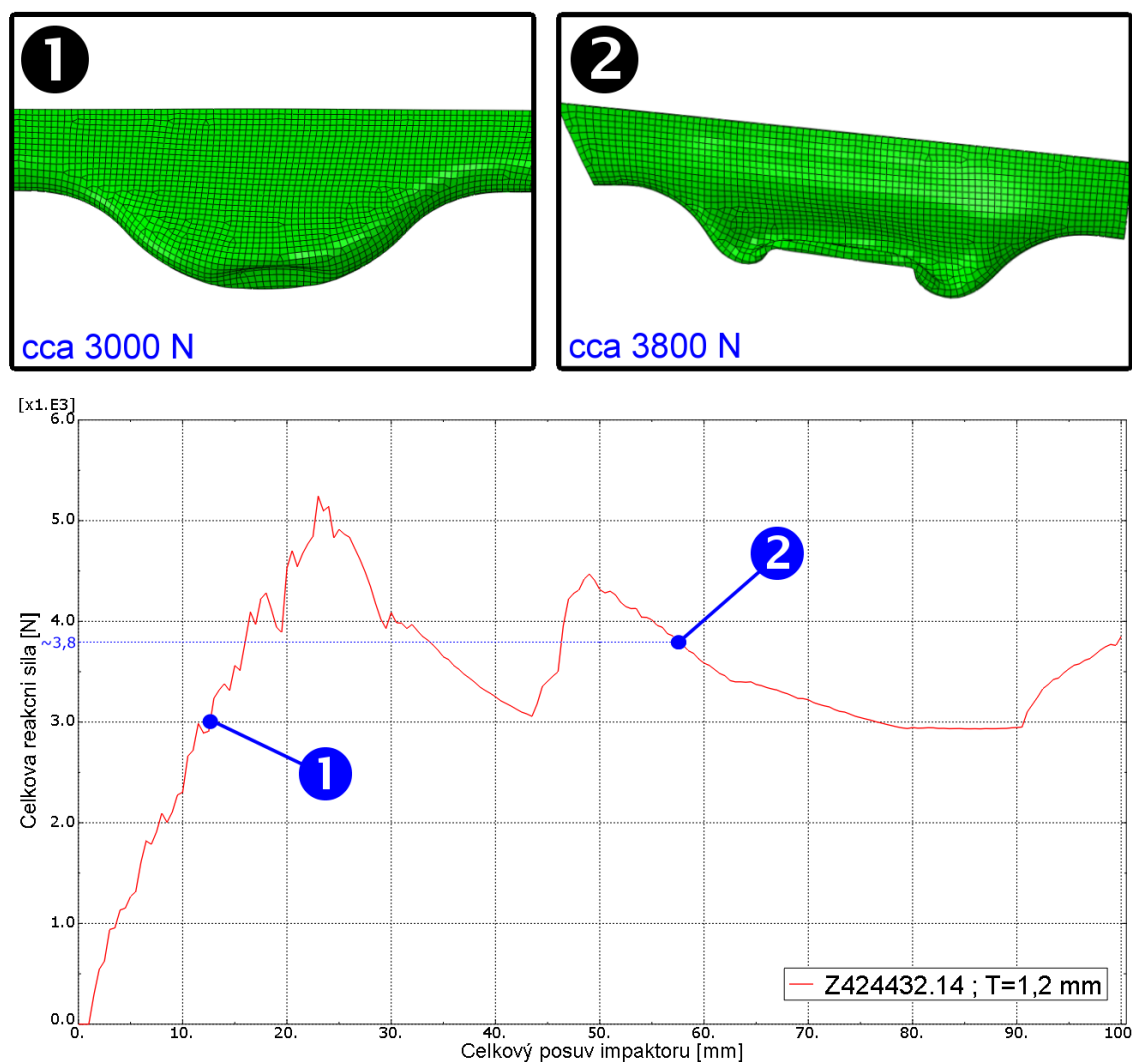
Obr. 104: Fotografie deformace ostruhy při zatížení silou cca 3800 N [27]

Ještě v době mé prázdninové stáže ve společnosti Aircraft Industries a. s. začala stavba výpočtového modelu ostruhy i s celým spodním kýlem letounu s cílem se co nejvíce přiblížit uvedenému reálnému experimentu z roku 1986, neboť stávající konstrukce spodního kýlu i ostruhy prototypu letounu L410 NG je stejná jako tehdy testované konstrukční řešení spodního kýlu a ostruhy prototypu letounu L410 UVP-E. Bylo zjištěno, že staticky zatěžovaná prvotní konstrukční varianta ostruhy byla vyrobena z plechů původního ještě nevytvrzeného materiálu Z424432.14 o tloušťce 1,2 mm. Tudíž nejprve byl laděn výpočet kvazistatické analýzy pro tuto prvotní konstrukční konfiguraci ostruhy. Stejně tak velikost plochy impaktoru byla upravena s ohledem na použitý zatěžovací přípravek v rámci uvedeného dávného experimentu.

Jedinou možností, jak daný numerický výpočet zkontrolovat s dříve provedeným testem, bylo prostřednictvím vykresleného průběhu deformace ostruhy, tedy závislosti celkové reakční síly na celkovém posuvu impaktoru. Z tohoto průběhu se poté odečetly hodnoty celkových reakčních sil v příslušných bodech na křivce dle vizuálního stavu deformace ostruhy letounu. Tudíž byly vzájemně vizuálně porovnány deformace ostruhy z numerické simulace a z reálného experimentu, a to pro dvě uvedené hodnoty zatížení, kterým odpovídají právě výše zobrazené deformace ostruhy letounu z její statické zkoušky. Bohužel jiné srovnání, než pomocí fotek deformací ostruhy z experimentu či popřípadě velikostí zatěžujících sil, při kterých k daným deformacím došlo, vzhledem k nedostatečným informacím použít nešlo.

Výsledný průběh deformace prvotní nezměněné konstrukční varianty ostruhy letounu zjištěný v rámci uvedené numerické simulace je zobrazen na obr. č. 105. Lze si na něm všimnout, že v příslušných bodech, odpovídajících hodnot celkových reakčních sil, reálnému experimentu alespoň vizuálně zhruba odpovídají i jednotlivé stavy deformací ostruhy letounu. Byť ani toto tvrzení vzhledem k primitivně provedenému odečítání zatěžující síly pomocí analogických přístrojů během statické zkoušky ostruhy letounu nemusí být pravdivé. Nejlepší možností by bylo přímé porovnání průběhů deformací ostruhy letounu v rámci vykreslených závislostí reakčních sil na posuvu

impaktoru. Bohužel tuto možnost mi společnost Aircraft Industries a. s. nebyla schopná poskytnout. A to už je více jak 30 let od první statické zkoušky ostruhy letounu. Zřejmě z finančních důvodů společnost Aircraft Industries a. s. vychází často z experimentů provedených v dřívějších letech a to ještě na předešlých starších verzích letounu L410. Z toho důvodu zde byl a stále je negativní postoj k opakování jakékoliv zkoušky ostruhy a spodního kýlu letounu, což mne osobně trochu mrzí.



Obr. 105: Průběh deformace prvotní konstrukční varianty ostruhy letounu

Po naladění tohoto typu numerického výpočtu a po dalším nastavení kvazistatické analýzy již pro stávající konstrukční variantu ostruhy podle předcházející dvojice kapitol, následovalo teprve její zhodnocení, a poté hledání nového lepšího konstrukčního řešení ostruhy pro letoun L410 NG.

15. DOPORUČENÍ PRO DALŠÍ PRÁCI

Zlepšování schopnosti absorbovat pokud možno co největší množství celkové deformační energie u daných konstrukčních variant ostruhy bylo prováděno pouze prostřednictvím výběru vhodného materiálu, změny tloušťky plechu a jediným způsobem úpravy tvaru střednicové plochy ostruhy v podobě tvorby prolisů směrem do střednice ostruhy. Přesto, že byl na začátku práce z důvodu aerodynamiky požadavek na zachování vnějšího tvaru ostruhy a spodního kýlu letounu, nebylo by na škodu provést optimalizační parametrickou úlohu na změnu celkových rozměrů a s tím spojeného celkového tvaru ostruhy. Dané změny by určitě měly velký vliv na celkový průběh deformace ostruhy a tím pádem i na výslednou hodnotu celkové absorbované deformační energie. Taktéž by zmiňované sledované vlastnosti ovlivnilo použití speciálních materiálů se zvýšenou schopností pohlcení energie, tedy aplikace různých pěnových a voštinových výplní do stávající i do nově v rámci této práce nalezených nejvhodnějších konstrukčních variant ostruhy. Například velmi známé jsou objemově stlačitelné uměle vyrobené deformační pěny typu IMPAXXTM, které se používají právě u deformačních členů pro absorbování co největšího množství deformační energie v případě nárazu. Mezi další materiály využívané ke zmíněným účelům patří tvrzené pěny typu Herex, Airex či Rohacell nebo různé hliníkové pěny a voštiny. Tudíž velmi užitečnou analýzou by byla numerická simulace kvazistatického zatěžování ostruhy s použitím výše uvedených materiálů. A to jako zmíněná výplň ostruhy nebo i přímo samostatně vytvarovaných do požadovaného tvaru ostruhy bez použití vnějšího obalu či pláště v podobě plechové konstrukce z hliníkové slitiny, jenž byla samotná předmětem deformačního zatěžování v rámci této diplomové práce.

Další doporučení spočívá v oproštění se od pouhé kvazistatické analýzy a pokusu o alespoň částečné nasimulování podmínek při skutečném tailstriku během vzletu a při přistání letoun L410 NG v rámci další numerické crash analýzy, která by ukázala či alespoň blíže popsala skutečné chování ostruhy při nárazu do VPD. Neboť crash analýza, která byla v této práci provedena, v podstatě nic nového nepřinesla a jen svým způsobem ověřila správnost výsledných hodnot celkové absorbované deformační energie u jednotlivých konstrukčních variant ostruhy získaných z předchozí kvazistatické analýzy. Kdy při správně provedeném výpočtu vzhledem ke způsobu zadávání počátečních a okrajových podmínek u crash analýzy, nemohla daná numerická simulace neboli náraz impaktoru dopadnout jinak než jeho včasným odrazem právě kolem hodnoty 100 mm vertikálního stlačení či deformace příslušné ostruhy.

Také bych rád apeloval na poctivější zadávání modelů materiálu v rámci výpočtového modelování u obou z uvedených typů analýz. Čímž bylo myšleno pokud možno co nejpresnější nařizování a nadefinování skutečného průběhu deformace použitého materiálu, tedy závislosti skutečného napětí na reálném přetvoření. Taktéž zadávat zmíněné křivky a ostatní materiálové charakteristiky s ohledem na skutečnou rychlost zatěžování a teplotu okolního prostředí, a to především v rámci crash analýzy. Neboť jak jsem se z vlastní zkušenosti sám přesvědčil, se získáváním podrobnějších informací o příslušných materiálech bývá překvapivě největší problém. Závěrem bych doporučil do modelu materiálu zimplementovat také příslušná kritéria porušení.

ZÁVĚR

Diplomová práce se zabývala výpočtovou deformačně-napětovou analýzou deformačního členu v podobě ostruhy nového letounu L410 NG společnosti Aircraft Industries a. s. sídlící v Kunovicích. Při tvorbě této práce byl aplikován systémový přístup a v rámci numerického řešení daného problému byla použita metodika výpočtového modelování. Prostřednictvím numerické simulace byla s ohledem na hodnotu celkové absorbované deformační energie shledána dle leteckého předpisu AP23 stávající konstrukční varianta ostruhy jako nevyhovující. Z toho důvodu byly nalezeny a následně vzájemně porovnány nové nejvýhodnější konstrukční varianty ostruhy pro letoun L410 NG. Z nichž poté byla doporučena jedna se schopností absorbovat největší množství deformační energie ze všech nově nalezených konstrukčních variant ostruhy. Pro případ, že by uvedená společnost nechtěla kupovat plechy jiného materiálu, bylo taktéž ukázáno, jak docílit co největší celkové absorpce deformační energie při použití původního materiálu stávajícího konstrukčního řešení ostruhy. Výsledné hodnoty absorbované energie z kvazistatického zatěžování vybraných koncepcí ostruhy byly svým způsobem ověřeny prostřednictvím crash analýzy, jenž však měla pouze přínos vizuální v podobě kontroly včasného odrazu impaktoru od deformačního členu. Stejně tak bylo ke konci této práce ještě ověřeno správné nastavení podstatných parametrů kvazistatické analýzy při řešení explicitní formou metody konečných prvků. V rámci téže kapitoly bylo navíc ukázáno srovnání sledovaných hodnot z numerického výpočtu kvazistatické analýzy a z dříve provedeného reálného experimentu. V samotném závěru této práce lze také najít návrh či doporučení pro další práci v rámci přesnějšího hledání vhodné konstrukční varianty ostruhy ještě s lepšími požadovanými vlastnostmi.

Závěrem bych chtěl dodat, že bez opětného provedení experimentálního testu nově doporučené konstrukční varianty ostruhy je třeba brát všechny výsledné hodnoty za přibližné. Neboť při tvorbě každého dílčího výpočtového modelu v rámci výpočtového modelování, a to nejen při řešení daných úloh v mé diplomové práci, se zavádí jistá míra nepřesnosti vlivem určitého zjednodušeného nebo třeba i špatného nadefinování každého z dílčích modelů. Tyto takto vzniklé nepřesnosti se pak logicky sečtou, a tím pádem může vzniknout konečný výpočtový model, který svým chováním či odezvou na vnější zatížení je pak realitě hodně vzdálený. Vyzdvihnul bych model materiálu, kde najít skutečné materiálové charakteristiky byl opravdu velký problém. A také diskretizaci konečnými prvky, kdy kvůli omezené minimální velikosti navíc lineárního skořepinového elementu, vyžadovaného v rámci explicitního řešení MKP, mohlo dojít k nedostatečně přesné aproximaci obecně zakřivené střednicové plochy, a to především u nejdůležitější oblasti, kterou představuje právě deformační člen neboli ostruha letounu. Z toho důvodu je velmi důležité provedení konvergence konečnoprvkové sítě. Avšak nikoliv způsobem nekonečného zjemňování dokud se rozdíl mezi výslednými hodnotami nezmenší na požadovanou velikost, ale nýbrž způsobem srovnání výsledných hodnot z numerického řešení s reálným experimentem s odpovídajícími okrajovými a počátečními podmínkami. A poté až dle potřeby měnit jistá nastavení, a to nejen velikosti příslušných elementů.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] Tailstrike. In: Skytalk [online]. 2013 [cit. 2017-05-18].
Dostupné z: <http://www.skytalk.co.nz/?p=3385>
- [2] V-speeds. In: Motisvirtualjetdesign [online]. VEDA, 2007 [cit. 2017-05-18].
Dostupné z: <http://www.motisvirtualjetdesign.com/MoTISTESTZONE.htm>
- [3] Svoboda, R., *Letiště* [online], Přednášky ve formátu PDF,
[cit. 2017-05-18]. Dostupné z
<http://www.fce.vutbr.cz/zel/svoboda.r/vyuka/komb/letiste.pdf>.
- [4] EVANS, Julien. *Jak létají dopravní letadla* [online]. Praha: Grada, 2012
[cit. 2017-05-18]. ISBN 978-80-247-3933-5. Dostupné z: <https://books.google.cz>
- [5] JANÍČEK, Přemysl. *Systémové pojetí vybraných oborů pro techniky: hledání souvislostí*. Vyd. 1. Brno: CERM, 2007, 682, [53] s. ISBN 978-80-7204-555-61.
- [6] Airbus A340-642 - Airbus. In: Airlines [online]. [cit. 2017-05-18].
Dostupné z <http://www.airliners.net/photo/Airbus/Airbus-A340-642/219906>
- [7] Zlín Z-37A Čmelák. In: Areoplány [online]. 2014 [cit. 2017-05-18].
Dostupné z <http://www.aeroplany.cz/fullsize-3588-q-zlin-z-37a-cmelak-ok-djs>
- [8] Tailstrike. In: Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA):
Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2017-05-18]. Dostupné z:
<https://en.wikipedia.org/wiki/Tailstrike>
- [9] Saab J-35 Draken details Pt. IV.. In: Model Talking [online]. 2012
[cit. 2017-05-18].
Dostupné z <http://modeltalking.hobbyart.sk/?p=5024>
- [10] Concorde: Landing Gear System. In: Concordesst [online]. [cit. 2017-05-18].
Dostupné z <http://www.concordesst.com/gear.html>
- [11] HOAC DA-20-C1 Katana. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San
Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2017-05-18]. Dostupné z:
https://commons.wikimedia.org/wiki/File:HOAC_DA-20-C1_Katana.jpg
- [12] Tailbumper. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA):
Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2017-05-18].
Dostupné z: <https://de.wikipedia.org/wiki/Tailbumper>

- [13] When Do You Rotate?. In: Flight [online]. [cit. 2017-05-18].
Dostupné z <http://www.flight.org/when-do-you-rotate>
- [14] Tailstrikes. In: THE BOEING 737 TECHNICAL SITE [online].
[cit. 2017-05-18]. Dostupné z <http://www.b737.org.uk/tailstrikes.htm>
- [15] Pivotally mounted high energy absorbing aircraft tail skid assembly having predetermined failure mode. United States. US 4815678 A.
Uděleno 28. březen 1989. Zapsáno 4. prosinec 1987.
Dostupné z <https://www.google.com/patents/US4815678>
- [16] ONDRÁČEK, Emanuel. *Mechanika těles: pružnost a pevnost II*. Vyd. 4., přeprac., V Akademickém nakladatelství CERM 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2006. ISBN 80-214-3260-8.
- [17] ŠPANIEL Miroslav. *Modelování skořepinových konstrukcí MKP* ČVUT v Praze Fakulta strojní [online]. [cit. 2017-05-18]. Dostupné z http://mechanika2.fs.cvut.cz/old/pme/predmety/mkp1/podklady/skorepiny_ju.pdf
- [18] Petruška, J., Burša, J.: Studijní opory do předmětu Nelineární problémy mechaniky těles, Přednášky ve formátu PPT,
[cit. 2017-05-18]. Dostupné z <http://www.umt.fme.vutbr.cz/img/fckeditor/file/opory/NPMT.zip>
- [19] PETRUŠKA, Jindřich. *MKP v inženýrských výpočtech* [online]. 2011
[cit. 2017-05-18]. Dostupné z:
<http://www.umt.fme.vutbr.cz/img/fckeditor/file/opory/RIV/MKP2011.pdf>
- [20] Bořkovec, J., Suchánek, M.: *Výpočtové modely tvárného porušování kovů v simulaci technologických procesů*. Závěrečná zpráva projektu FRVŠ 2842/2006/G1, ÚMTMB, prosinec 2006
- [21] NEDĚLKA, P.: *Deformačně a napjatostní analýza nárazníkové části automobilu při rázovém zatěžování*, Brno, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010 (77 stran). Vedoucí diplomové práce prof. RNDr. Ing. Jan Vrbka, DrSc., dr.h.c.
- [22] TATALÁK, A.: *Deformačně-napěťová analýza tenkostěnné skříně vystavené rázovému zatížení od výbuchu*, Brno, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016 (156 stran). Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Tomáš Návrat, Ph.D.
- [23] Hourglassing. In: Optimec Consultants [online]. [cit. 2017-05-18]. Dostupné z: http://optimec.ca/wp-content/uploads/2015/04/03_hourglass.png

- [24] Why Worry About Hourglassing in Explicit Dynamics? In: CAE Associates [online]. 2015 [cit. 2017-05-18]. Dostupné z: <https://caeai.com/blog/why-worry-about-hourglassing-explicit-dynamics-part-i>
- [25] REDDY, J. N. *An introduction to nonlinear finite element analysis*. New York: Oxford University Press, 2004. ISBN 019852529x.
- [26] Abaqus/CAE User's Guide [online]. [cit. 2017-05-18]. Dostupné z: <http://129.97.46.200:2080/v6.14/books/usi/default.htm>
- [27] Firemní podklady společnosti LET Aircraft Industries a.s.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

MKP	Metoda konečných prvků
FEM	Finite Element Method
FEA	Finite Element Analysis neboli analýza metodou konečných prvků
VPD	vzletová a přistávací dráha
AP23	23. část právního leteckého předpisu
FAR	Federal Aviation Regulations neboli Federální letecké předpisy
CAD	computer-aided design neboli počítačem podporované projektování
CAE	computer-aided engineering neboli počítačem podporované analýzy
GUI	Graphical User Interface neboli grafické uživatelské rozhraní
PLM	Product Lifecycle Management neboli Řízení životního cyklu výrobku
OEM	Original Equipment Manufacturer
ÚMTMB	Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky
VZLÚ	Výzkumný a zkušební letecký ústav
LVVÚ	liniové výsledné vnitřní silové účinky
DN	deformačně-napěťová
RAM	Random-access memory
FE-sít'	konečnoprvková síť
FE-model	konečnoprvkový diskretizovaný model
AI	Aircraft Industries
MOSTA	Modernization of Small Transport Aircraft Modernizace malého dopravního letounu

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1: Důsledky tailstriku – od malých škrábanců až po úplné zničení zádi letounu [1]	14
Obr. 2: V-rychlosti při vzletu [2]	15
Obr. 3: Podrobnější schéma V-rychlostí při vzletu [3]	16
Obr. 4: Tailstrike dopravního letounu Airbus A340-600 při vzletu [5]	17
Obr. 5: Spodní kýl s ostruhou na prototypu letounu L410 NG	20
Obr. 6: Systém podstatných veličin [5]	21
Obr. 7: Fotografie z prvního vzletu prototypu letounu L410 NG	26
Obr. 8: Zlín Z-37 neboli LET Z-37 známý jako Čmelák [7]	27
Obr. 9: Podvozek s předovým kolem letounu L410 NG	28
Obr. 10: Ostruha typu tailwheel u letounu Aermacchi MB-326 [8]	29
Obr. 11: Zatahovací ostruha typu tailwheel u letounu Saab 35 Draken [9]	30
Obr. 12: Tailbumper na letounu Aérospatiale-BAC Concorde [10]	30
Obr. 13: Letoun Diamond DA20 Katana s vyznačenou ostruhou [11]	31
Obr. 14: Ostruha letounu Bombardier CRJ-900 [12]	32
Obr. 15: Konstrukční řešení ostruhy u letounů B757, B767, B777 a B787 [13]	32
Obr. 16: Ostruha na letounu Boeing B737-800 [14]	33
Obr. 17: Konstrukční řešení ostruhy letounu Boeing B737-800 [15]	33
Obr. 18: Elementární prvek tenkostěnného tělesa [16]	35
Obr. 19: Membránová napjatost [16]	35
Obr. 20: Momentová napjatost [16]	36
Obr. 21: Obecná rovinná napjatost [16]	37
Obr. 22: Srovnání lineárního a nelineárního bucklingu [18]	40
Obr. 23: Indiferentní postkritické chování u přímého prutu [18]	41
Obr. 24: Stabilní postkritické chování u rovinné stěny [18]	42
Obr. 25: Zborcení u axiálně zatížené válcové skořepiny [18]	42
Obr. 26: Porovnání náročností na výpočetní čas [20]	55
Obr. 27: Charakteristické rozměry skořepinového prvku [21]	56
Obr. 28: Integrační body po tloušťce skořepinového prvku [22]	58
Obr. 29: Múd hourglassingu [23]	59
Obr. 30: Deformovaná síť s neznatelným a výrazným hourglassingem [24]	59
Obr. 31: Prostředí programu ANSA ve verzi 15.2.3	61
Obr. 32: Volání explicitního řešiče ABAQUS	62
Obr. 33: Modul Visualization programu ABAQUS CAE ve verzi 6.14	63
Obr. 34: Vývojový diagram procesu řešení celé analýzy	64
Obr. 35: Charakteristické rozměry řešené soustavy v [mm]	65
Obr. 36: Upravený FE-model s výrazněnou sestavou jednotlivých dílců	66
Obr. 37: Pomocí barev rozlišené tloušťky jednotlivých částí	67
Obr. 38: Rozdíl mezi penetrací a perforací	68
Obr. 39: Ukázka modelů materiálů	68
Obr. 40: Izotropní zpevnění [25]	69
Obr. 41: Zadávání multilineárního elasto-plastického modelu materiálu	70
Obr. 42: Vzájemně barevně rozlišené použité materiály	72
Obr. 43: Lineární skořepinové prvky S3R vlevo a S4R vpravo [26]	73
Obr. 44: Lineární objemový prvek C3D8 [26]	74
Obr. 45: Prvek R3D4 [26]	75
Obr. 46: Sestava RIGID BODY	75

Obr. 47: Příklad zavedení spojovacího prvku CONNECTOR u 2D úlohy [26]	75
Obr. 48: Vlevo spojení typu CARDAN a spojení typu CARTESIAN vpravo [26]	76
Obr. 49: Černě vyznačené prvky CONNECTOR.....	77
Obr. 50: Detail na prvky CONNECTOR v řešené sestavě.....	77
Obr. 51: Model okrajových a počátečních podmínek u kvazistatické analýzy	79
Obr. 52: Model okrajových a počátečních podmínek u crash analýzy.....	80
Obr. 53: Aplikace kinematické podmínky mezi jednotlivými uzly.....	81
Obr. 54: General contact mezi rigid prvkem a vnějším povrchem sestavy spodního kýlu	82
Obr. 55: General contact mezi všemi díly sestavy spodního kýlu i mezi jimi samotnými.....	83
Obr. 56: Kontakt typu TIE	83
Obr. 57: Dotek zadní části trupu letounu s povrchem VPD při přistání [27]	86
Obr. 58: Vybrané části ze závěrečné zprávy VZLÚ [27]	87
Obr. 59: Průběh deformace původního konstrukčního řešení ostruhy	88
Obr. 60: Celková absorbovaná energie stávajícího konstrukčního řešení ostruhy	89
Obr. 61: Průběh deformace materiálových variant ostruhy s tloušťkou plechu 1,2 mm.....	92
Obr. 62: Výběr nejvhodnější tloušťky plechu původního materiálu ostruhy Z424432.25.....	93
Obr. 63: Výběr nejvhodnější tloušťky plechu materiálu EN AW-5754 - O.....	93
Obr. 64: Výběr nejvhodnější tloušťky plechu materiálu EN AW-6061 - T6	94
Obr. 65: Výběr nejvhodnější tloušťky plechu materiálu EN AW-3004 - H39.....	94
Obr. 66: Srovnání celkové absorbované energie u vybraných variant ostruhy	95
Obr. 67: Srovnání průběhů deformace u vybraných konstrukčních variant ostruhy	95
Obr. 68: Varianta č. 1	98
Obr. 69: Varianta č. 2	98
Obr. 70: Varianta č. 3	98
Obr. 71: Varianta č. 4	98
Obr. 72: Varianta č. 5	98
Obr. 73: Varianta č. 6	98
Obr. 74: Srovnání absorbované energie u jednotlivých geometrických modifikací	99
Obr. 75: Srovnání výsledných průběhů deformace u jednotlivých modifikací	100
Obr. 76: Deformace geometrické varianty č. 1 v polovině a na konci zatěžování	100
Obr. 77: Deformace geometrické varianty č. 2 v polovině a na konci zatěžování	100
Obr. 78: Deformace geometrické varianty č. 3 v polovině a na konci zatěžování	101
Obr. 79: Deformace geometrické varianty č. 4 v polovině a na konci zatěžování	101
Obr. 80: Deformace geometrické varianty č. 5 v polovině a na konci zatěžování	101
Obr. 81: Deformace geometrické varianty č. 6 v polovině a na konci zatěžování	101
Obr. 82: Srovnání celkové absorbované energie u jednotlivých variant geometrie	102
Obr. 83: Průběhy deformace konstrukčních variant ostruhy s materiálem Z424432.25	103
Obr. 84: Celkové absorbované energie geometrických konfigurací materiálu Al5754-O	104
Obr. 85: Průběhy deformace konstrukčních variant ostruhy s materiálem Al5754-O	104
Obr. 86: Celkové absorbované energie geometrických konfigurací materiálu Al6061-T6.....	105
Obr. 87: Průběhy deformace konstrukčních variant ostruhy s materiálem Al6061-T6.....	105
Obr. 88: Celkové absorbované energie geometrických variant materiálu Al3004-H39	106
Obr. 89: Průběhy deformace konstrukčních variant ostruhy s materiálem Al3004-H39	106
Obr. 90: Celkové absorbované energie nejvýhodnějších konstrukčních variant ostruhy.....	107
Obr. 91: Výsledné průběhy deformace nejvýhodnějších konstrukčních řešení ostruhy	108
Obr. 92: Crash analýza všech vybraných konstrukčních variant ostruhy.....	110
Obr. 93: Srovnání průběhů deformace z obou provedených analýz.....	111
Obr. 94: Srovnání celkové deformační energie z obou provedených analýz	112

Obr. 95: Průběh energií v rámci crash analýzy vybrané konstrukční varianty ostruhy	112
Obr. 96: Srovnání průběhů deformace u doporučené a stávající varianty ostruhy	114
Obr. 97: Vzájemné srovnání průběhů kinetických energií.....	116
Obr. 98: Vzájemné srovnání energií řešených soustav u dvojice variant výpočtů.....	117
Obr. 99: Vzájemné srovnání průběhů deformace ostruhy jednotlivých variant výpočtů.....	118
Obr. 100: Vzájemné srovnání energií hourglassingu jednotlivých variant výpočtů	119
Obr. 101: Vzájemné srovnání energií řešených soustav u trojice variant výpočtů	120
Obr. 102: Vzájemné srovnání průběhů deformace ostruhy trojice variant výpočtů.....	121
Obr. 103: Fotografie deformace ostruhy při zatížení silou cca 3000 N [27].....	122
Obr. 104: Fotografie deformace ostruhy při zatížení silou cca 3800 N [27].....	123
Obr. 105: Průběh deformace prvotní konstrukční varianty ostruhy letounu	124

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1: Porovnání letounu L410 UVP-E20 s její modernizovanou verzí L410 NG.....	25
Tabulka 2: Příklad náročnosti jednotlivých operací [20]	54
Tabulka 3: Přehled použitých materiálů.....	72
Tabulka 4: Přehled použitých prvků.....	78
Tabulka 5: Konzistentní jednotky	85
Tabulka 6: Přehled použitých variant materiálů ostruhy.....	91
Tabulka 7: Nalezené doposud nejlepší konstrukční varianty ostruhy bez prolisů.....	96
Tabulka 8: Přehled nejvýhodnějších nově vybraných konstrukčních variant ostruhy	108
Tabulka 9: Vzájemné srovnání jednotlivých variant výpočtů	120

SEZNAM POUŽITÉHO SOFTWARE

- Microsoft Office Word 2013
- Microsoft Office PowerPoint 2013
- Zoner Photo Studio 18
- CATIA V5R20
- BETA CAE ANSA v15.2.3
- SIMULIA ABAQUS v6.14

SEZNAM PŘÍLOH

P1. CD-ROM

- Elektronická verze diplomové práce

P2. Vybrané části ze závěrečné zprávy vypracované VZLÚ v Praze

P3. Srovnání průběhů deformace všech vybraných variant ostruhy bez prolisů

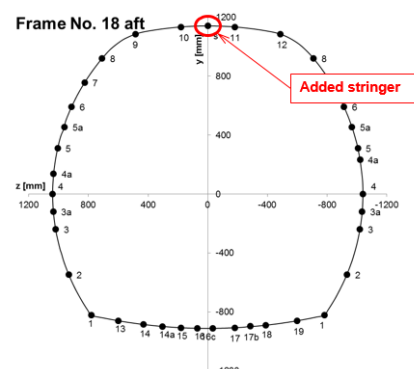
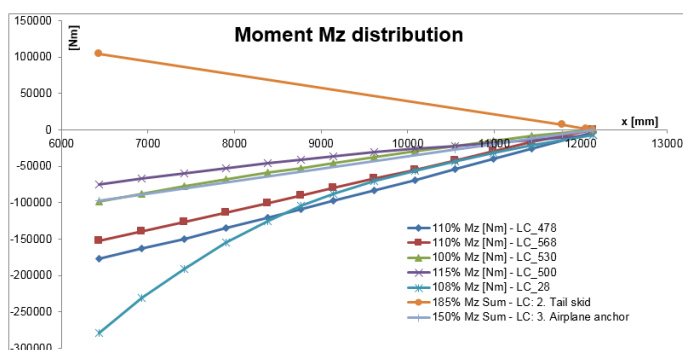
P4. Srovnání průběhů deformace všech nejvýhodnějších konstrukčních variant

P5. Vizualní srovnání deformace stávající a doporučené konstrukční varianty

P6. Sestava statické zkoušky prvotního konstrukčního řešení ostruhy letounu

PŘÍLOHY

P2. Vybrané části ze závěrečné zprávy vypracované VZLÚ v Praze

**Problem:**

Moment M_z caused by LC:2 (Tail skid) has opposite sign than for other tested load cases. LC:2 is load case which has been tested on L410-UVF-E. New version of airplane L410NG has stiffened aft part of the fuselage. Additional stiffeners have influence on position of C.G. and E.A. Below is comparison of the C.G. positions. Critical part of the fuselage stressed under positive M_z moment are stiffeners in upper part. Therefore, compression bending stress in upper part of fuselage is essential.

Compression bending stress:

$$-\sigma_b = \frac{M_z \cdot C_1}{I_z} \text{ [MPa]}$$

M_z [mm] - bending moment

I_z [mm] - moment of inertia

C_1 [mm] - furthestmost fibre in upper part of the fuselage

C.G. - Centre of Gravity

E.A. - Elastic axis

Comparison original to new fuselage:

Original fuselage: L410-UVF-E

New fuselage: L410NG

Comparison of furthestmost fibre dimensions has to be:

$$C_{1 \text{ L410-UVF-E}} \geq C_{1 \text{ L410}} = \text{OK}$$

C_1 [mm] - furthestmost fibre in upper part of the fuselage

Frame No. 18: $1059 > 1053 \Rightarrow \text{OK}$

Frame No. 19: $1036.2 = 1036.2 \Rightarrow \text{OK}$

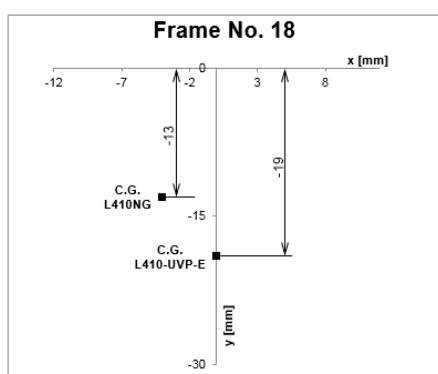
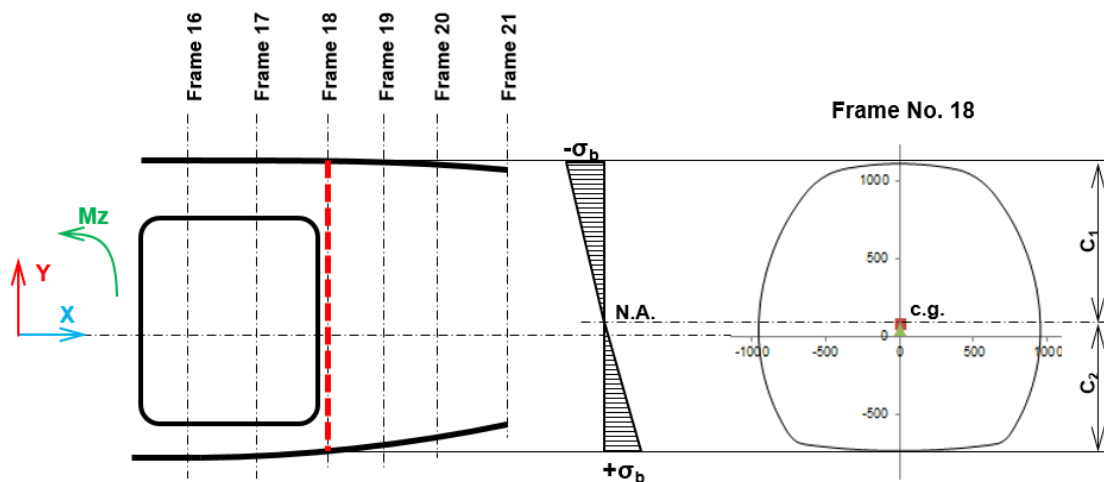
Frame No. 20: $963.9 < 965.9 \text{ Not OK}$

Further discussion to the frame No. 20.

Percentage increase of dimension C_1 is: $\Delta C_1 = -0,2\%$. Hence, stiffened fuselage of an airplane L410NG is satisfactory.

$$\Delta C_1 = \frac{C_{1 \text{ L410-UVF-E}} - C_{1 \text{ L410}}}{C_{1 \text{ L410}}} \cdot 100 \text{ [%]}$$

$$\Delta C_1 = \frac{963.9 - 965.9}{965.9} \cdot 100 = -0,20706 \text{ [%]}$$



Displacement

$\Delta E.A.$
[mm]
-2

$\Delta C.G.$
[mm]
6

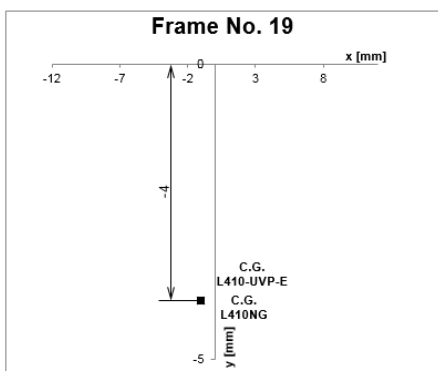
1040	-1040
E.A.L410-UVP-E	
C1	C2
[mm]	[mm]
1059	1021

1040	-1040
E.A.L410NG	
C1	C2
[mm]	[mm]
1053	1027

C1 comparison

OK

1059>=1053



Displacement

$\Delta E.A.$
[mm]
4

$\Delta C.G.$
[mm]
0

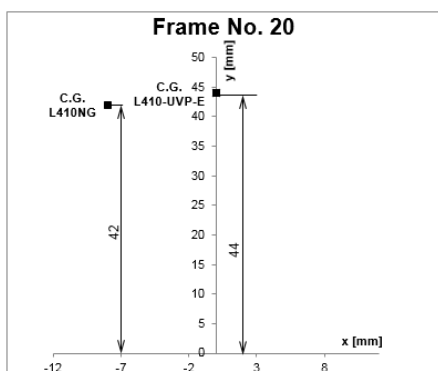
1032	-1032
E.A.L410-UVP-E	
C1	C2
[mm]	[mm]
1036	1028

1032	-1032
E.A.L410NG	
C1	C2
[mm]	[mm]
1036	1028

C1 comparison

OK

1036,2>=1036,2



Displacement

$\Delta E.A.$
[mm]
0

$\Delta C.G.$
[mm]
-2

1008	-1008
E.A.L410-UVP-E	
C1	C2
[mm]	[mm]
963,9	1051,9

-0,20706

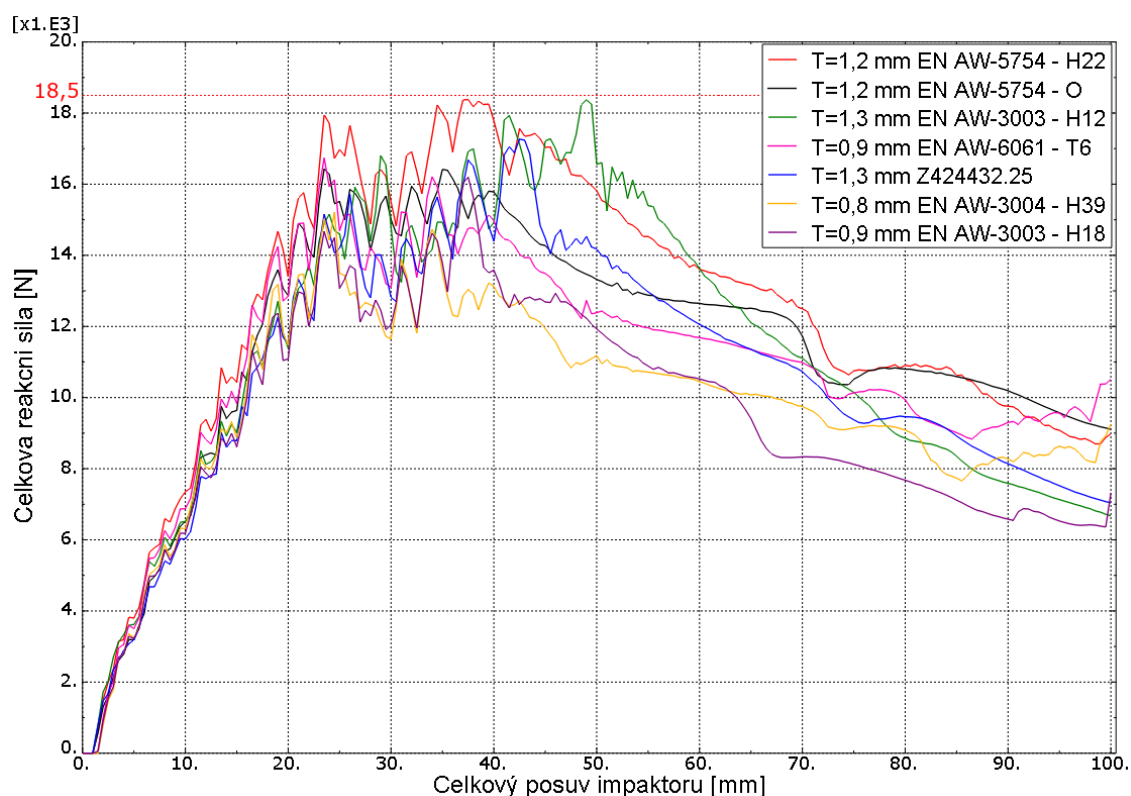
1008	-1008
E.A.L410NG	
C1	C2
[mm]	[mm]
965,9	1049,9

C1 comparison

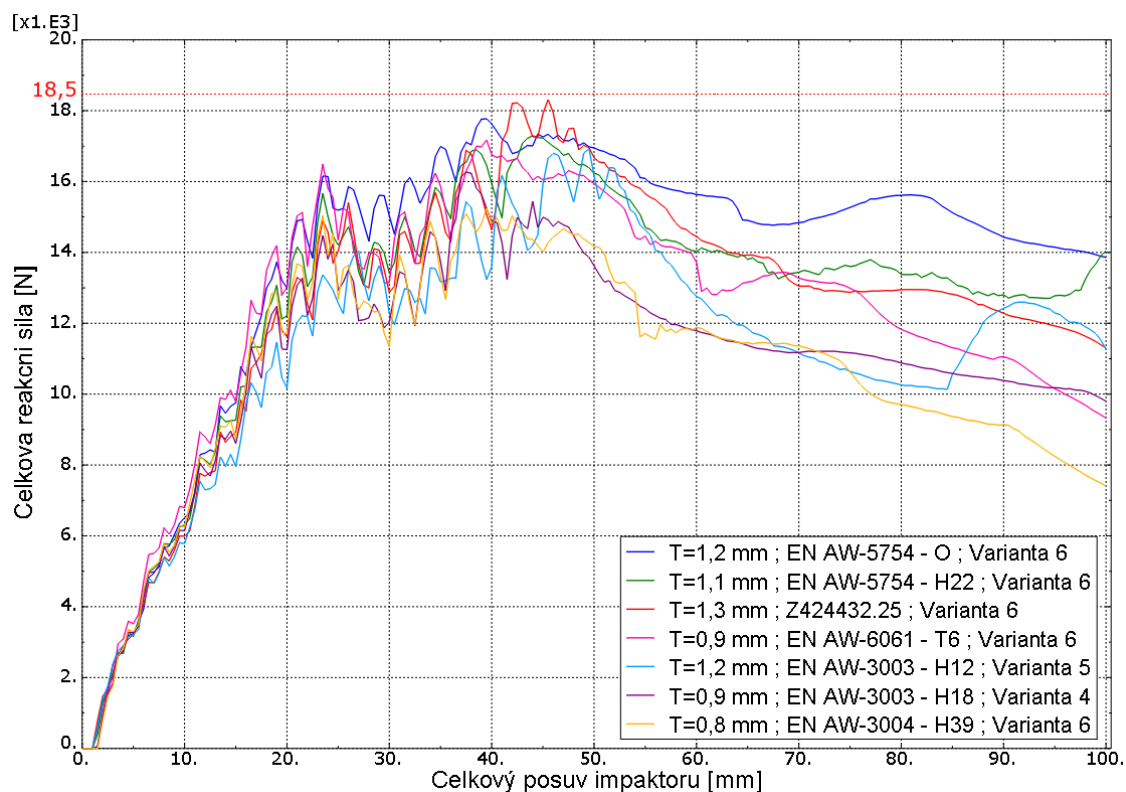
Not OK

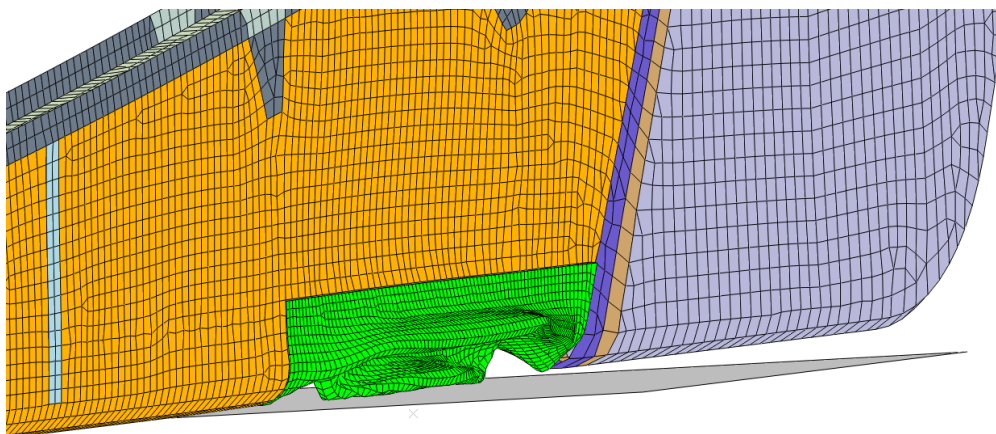
963,9>=965,9

P3. Srovnání průběhů deformace všech vybraných variant ostruhy bez prolisů

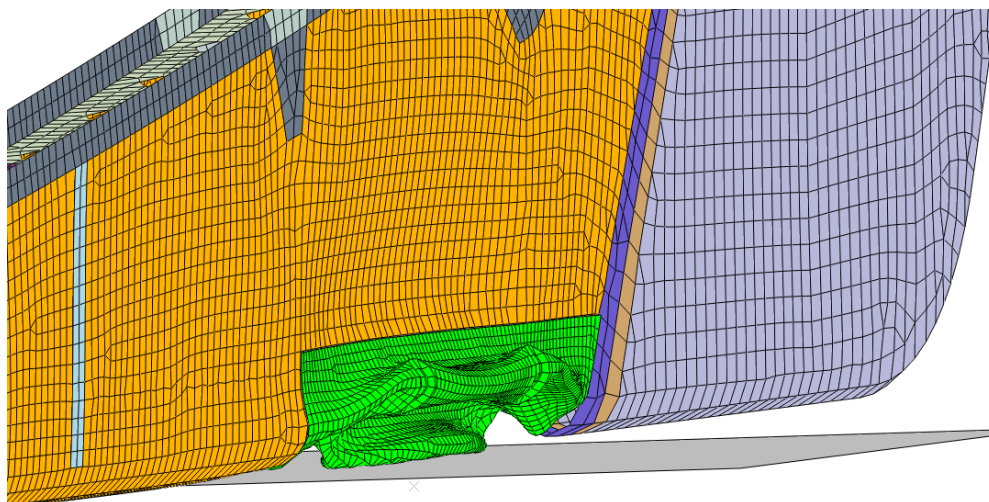


P4. Srovnání průběhů deformace všech nejvýhodnějších konstrukčních variant

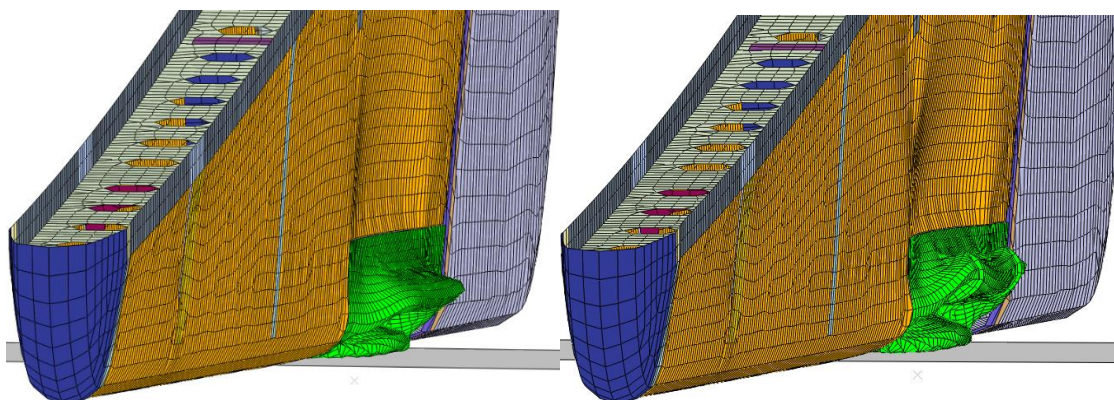


P5. Vizuální srovnání deformace stávající a doporučené konstrukční varianty ostruhy

Deformace při použití původní stávající konstrukční varianty ostruhy



Deformace při použití doporučeného konstrukčního řešení ostruhy



Vlevo deformace při použití stávající a vpravo při použití doporučené konstrukce

P6. Sestava statické zkoušky prvotního konstrukčního řešení ostruhy letounu